



Universidade Nova de Lisboa
Faculdade de Ciências e Tecnologia

Departamento de Materiais

REDUÇÃO DE RUÍDO AMBIENTAL EM ÁREA DE PRODUÇÃO INDUSTRIAL

Por

Artur da Silva Neves

Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e Tecnologia
da Universidade Nova de Lisboa para obtenção do grau de Mestre
em: Instrumentação Manutenção Industrial e Qualidade

Orientador: Professor Dr.: Carlos Dias

Lisboa

2007

AGRADECIMENTOS

A todos os meus amigos e colegas de trabalho do ESH&S, que directa ou indirectamente me ajudaram na realização deste trabalho, com particular destaque para o meu colega Mário de Almeida (Eng.^o) com quem debati e defini procedimentos e métodos de abordagem a este problema.

Ao meu orientador; Prof. Dr. Carlos Dias, em muitas horas de reunião semanal no seu gabinete, onde pacientemente me sugeriu conselhos, documentação e orientações valiosas que em muito contribuíram para a realização deste trabalho.

Ao professor da cadeira de Acústica; Prof. Paulo Inácio, em cujas aulas trocamos opiniões sobre conceitos fundamentais desta matéria, que me levaram a optar pelo desenvolvimento de um trabalho nesta área.

À Tabaqueira SA (afiliada da Philip Morris Inc.) que no cumprimento da sua missão prioriza as boas condições de trabalho para todos os colaboradores e defende a saúde dos seus trabalhadores directamente produtivos, não se furtando à necessidade de investimentos destinados a cumprir esse objectivo.

Finalmente, (“the last but not the least”) à minha família, às minhas filhas Ana Isabel e Andreia Luísa e muito particularmente à minha esposa Maria da Graça, que pelo tempo de presença e companhia que lhes roubei para levar a cabo esta tarefa que em vários momentos me pareceu não acabar, foram as pessoas mais directamente afectadas durante todo este processo, mas que não obstante, não deixaram de me incentivar para que continuasse.

O meu sincero OBRIGADO a todos!...

SUMÁRIO

Com a presente integração da Tabaqueira SA num grupo líder mundial de produção de cigarros; a Philip Morris Inc., a empresa sofreu um significativo incremento do volume de produção que justificou a aquisição e a instalação de novos equipamentos, o que fez subir o ruído ambiental para níveis superiores aos permitidos por lei para a permanência de pessoas ao longo do período normal de trabalho.

O ruído ambiental da área fabril é controlado periodicamente pelo Departamento de Segurança e Saúde no Trabalho (EHS&S Environment, Health, Safety & Security) que através de medições periódicas, controla o nível de ruído ambiental nos locais de trabalho especificamente em todos os locais, ocupados pelos operadores na sua actividade laboral.

Esta medição é posteriormente compilada e submetida a análise estatística da evolução do ruído ambiental da área fabril, para despiste de eventuais ocorrências de justificação de doenças ocupacionais, e recomendação de medidas correctivas a serem desenvolvidas, nomeadamente, a prescrição relativa à utilização de protectores auriculares (por período temporário), bem como, a justificação da necessidade de intervenção a nível mais profundo no sentido de reduzir a manifestação de ruído de funcionamento das máquinas produtivas actuais, para as situar dentro dos valores permitidos por lei.

É portanto, a descrição detalhada do processo de medida e dos meios de diagnóstico usados na caracterização, avaliação, quantificação e, análise do ruído industrial produzido na área de fabrico de cigarros da Tabaqueira, parte do conteúdo deste trabalho iniciado por mim em 2003, bem como, o estudo das soluções possíveis para a redução do ruído, o desenvolvimento, implementação dessas soluções e as medidas finais depois da solução aplicada, para comparação com as inicialmente encontradas, que constitui o âmbito do trabalho apresentado nesta dissertação.

Adicionalmente, apresento também a abordagem teórica que justificou as opções tomadas, bem como os desenhos técnicos dos elementos fabricados para este fim. de forma que as novas máquinas a serem adquiridas e instaladas, já incluam, no fornecimento do fabricante os painéis e anteparas protectoras e atenuadoras de propagação do ruído, que foram estudados e desenvolvidos ao longo deste trabalho.

SUMARY

Following the integration of Tabaqueira SA into Philip Morris group, a cigarette production leader in a worldwide scale, the company suffered a huge increase in volume production that justified the acquisition and installation of new equipment. This has lead to the raise of environmental noise to levels beyond the levels allowed by law for working environments where workers have to remain during a full working journey.

The environmental noise at the plant site is periodically monitored by the “*Departamento de Segurança e Saúde no Trabalho*” (EHS&S Environment, Health, Safety & Security) that by way of periodic measurements, controls noise levels in working places, especially at working sites occupied by workers in its daily working activity.

The noise level measurements are later on gathered and statistically analysed to evaluate the evolution of environmental noise level at the plant site. Eventually, this profile will identify working occurrences that account for occupational diseases and point the need to introduce corrective measures; For example, if the noise level justifies the temporary use of ear protection or if, on the contrary, there is a need to intervene at a more permanent level, in a way that reduces the noise manifestation of the machines, in order to place the noise level measurements within the values allowed by law. It was the need for this more permanent action that lead to this work.

The present thesis is therefore concerned with the detailed description of the work developed at Tabaqueira SA, the measurement processes and the diagnostic means used to characterise, evaluate, quantify and analyse the industrial noise produced at the cigarette manufacturing area as well as the study of possible solutions towards noise reduction, the development and implementation of such solutions and final adjustments after the measures were implemented.

I am also presenting the theoretical approach that has justified the solutions adopted, as well as technical drawings of any equipments made to address the end of noise reduction, in a way that any new equipment purchased and installed include, at the time of supply, the panels and protective noise reduction elements, that were studied and developed over the present work, contributing to a more quiet and healthier world.

SIMBOLOGIA E NOTAÇÕES

PROTOS VE/SE 80 – máquina de fabrico da mangueira e corte dos troços (cigarros)

PROTOS MAX 80/VE/SE – máquina cortadora dos troços e inseridora do filtro

COMPACT CASCADE – “pulmão” dinâmico de cigarros

GD X2 – máquina de formação do maço de 20 cigarros

GD 4350 – máquina de formação do pacote de 10 maços

PACK B – máquina de formação da caixa de 50 pacotes

dB – grandeza de medida de pressão sonora

dB(A) – grandeza de medida de pressão sonora corrigida com a curva de ponderação “A”

L_p – nível de pressão sonora

p – pressão sonora medida no ambiente (P_a)

p_0 – pressão sonora de referência correspondente ao limiar de audição = $20 \cdot 10^6 P_a$

L_W – nível de potência sonora

W – potencia sonora medida no ambiente

W_0 – potencia sonora de referência correspondente ao limiar de audição = $10^{-12} W$

I – intensidade sonora medida segundo uma direcção

p – pressão sonora no ponto de medida considerado

u – velocidade das partículas numa dada direcção

ρ – densidade do ar

c – velocidade do som no meio

p_A – pressão sonora medida no microfone A

p_B – pressão sonora medida no microfone B

Δy – distancia de montagem entre dois microfones

F_t – força aplicada a uma massa devido ao seu estado de funcionamento ($F(t)$)

F_i – força de inércia resultante da aplicação de F_t na massa da máquina

m – massa, que sofre o efeito da aplicação da força F_t

F_a – força de amortecimento da acção da aplicação da força F_t

c – grandeza constante, característica do meio amortecedor designada por “característica de amortecimento”

x – deslocamento da resultante da aplicação da força F_t

F_e – força potencial ou força de excitação da vibração

k – constante da mola

U_t – vibração transmitida à base através do amortecedor, pela acção da força F_t

f_e – frequência de excitação da força perturbadora do sistema massa – mola

f_0 – frequência de ressonância do sistema de amortecimento massa – mola

ζ – factor de amortecimento

T – fracção da força de excitação transmitida pela mola para o solo (transmissibilidade)

C_c – característica de amortecimento crítico

g – constante universal de aceleração dos corpos em queda livre no vácuo ($9,807 \text{ m/s}^2$)

X – razão entre a frequência de excitação e a frequência própria do meio amortecedor

f – frequência limite de absorção pelo material em: Hz

c – velocidade do som no meio em m/seg

d – espessura da placa em metros

NRC – Noise Reduction Coefficient (Coeficiente de Redução do Ruído)

ÍNDICE DE MATÉRIAS

	página
1.0 – Introdução	12
1.1 – Breve descrição da actividade da Tabaqueira	12
1.2 – Planta da área industrial	13
2.0 – Análise da situação encontrada	17
3.0 – Aspectos gerais do ruído	20
3.1 – Som e Ruído	20
3.2 – Fenómenos da transmissão do ruído	22
4.0 – Legislação Portuguesa sobre o Ruído Industrial	26
4.1 – Medição dos parâmetros de avaliação	26
4.2 – Medidas gerais de prevenção	27
4.2.1 – Medidas de carácter geral	27
4.2.2 – Medidas de carácter específico	27
5.0 – Avaliação acústica do meio fabril	29
6.0 – Desenvolvimento do Trabalho	32
6.1 – Enquadramento financeiro do trabalho realizado na tabaqueira SA	32
6.2 – Identificação das contribuições de ruído dominante	33
6.2.1 – Análise espectral sonora	34
6.2.2 – Localização dos pontos quentes acústicos	35
6.3 – Medição da Intensidade Sonora	36
6.4 – Identificação dos órgãos responsáveis pelo ruído	43
6.5 – Análise das vibrações transmitidas ao solo	45
6.5.1 – Introdução teórica	45
6.5.2 – Acelerómetros piezoeléctricos	49
6.5.3 – Recolha das medições	51
6.5.4 – Análise dos resultados	52
7.0 – Soluções acústicas a considerar	58
7.1 – Propostas para a redução do ruído difuso	58

	página
7.1.1 – Tecto acústico	58
7.1.2 – Paredes acústicas	58
7.1.3 – Pavimento acústico	59
7.1.4 – Elementos absorsores acústicos de suspensão	60
7.2 – Soluções encontradas para a redução do ruído	60
7.2.1 – Propriedades gerais dos materiais absorsores de som	64
7.3 – Desenvolvimento da solução	67
7.4 – Estabelecimento de chão falso na área de trabalho	72
7.5 – Redução da transmissão de vibrações ao solo	75
7.5.1 – Materiais isolantes	77
7.5.2 – Escolha do material mais adequado	78
 8.0 – Análise global dos resultados	 82
 9.0 – Conclusões e Trabalhos Futuros	 86
 Referencias Bibliográficas	 90

ÍNDICE DE FIGURAS

	página
fig. 1.1 – Planta da área industrial com localização das áreas processuais	14
fig. 1.2 – Exemplo de conjuntos produtivos	15
fig. 2.1 – Planta parcial de localização das máquinas	17
fig. 3.1 – Escala de ruído em forma de termómetro acústico	21
fig. 5.1 – Aspectos do interior do pavilhão fabril	29
fig. 5.2 – Aspectos do interior do pavilhão fabril	29
fig. 5.3 – Mapa acústico da área fabril	30
fig. 6.1 – Representação esquemática das contribuições para o ruído global	33
fig. 6.2 – Representação gráfica dos valores medidos	35
fig. 6.3 – Antena de microfones e aparelhagem de medida em “rack”	39
fig. 6.4 – Antena de microfones	40
fig. 6.5 – Pormenor das ligações de um par de microfones	40
fig. 6.6 – Transcrição cromática da pressão acústica na MAX e SE	41
fig. 6.7 – Volume representativo da Intensidade sonora – Vista superior	42
fig. 6.8 – Representação da intensidade sonora nos 9 pontos de medida	43
fig. 6.9 – Sinalização dos 9 pontos críticos considerados para análise de vibrações	45
fig. 6.10 – Identificação teórica de um “silentbloc”	46
fig. 6.11 – Família de curvas de resposta de um sistema para diferentes amortecimentos	48
fig. 6.12 – Curva de resposta (transmissibilidade em dB vs. frequência em Hz)	52
fig. 6.13 – Representação dos pontos quentes do conjunto em estudo	53
fig. 6.14 – Amplitude das vibrações medidas segundo o eixo “Z”	54
fig. 7.1 – Abas de borracha na frente / chão dos conjuntos	63
fig. 7.2 – Painéis de absorção acústica sob as máquinas	63
fig. 7.3 – Painéis de absorção acústica na frente das máquinas	63
fig. 7.4 – Identificação dos revestimentos	64
fig. 7.5 – Identificação do ruído	67
fig. 7.6 – Identificação das fontes de ruído	67
fig. 7.7 – Resguardo fechado	68

	página
fig. 7.8 – Resguardo aberto	68
fig. 7.9 – Resguardo fechado	68
fig. 7.10 – Resguardo aberto	68
fig. 7.11 – Resguardos fechados	69
fig. 7.12 – Resguardos abertos	69
fig. 7.13 – Máquina de empacotar cigarros GD X2 sem e com resguardos acústicos	70
fig. 7.14 – Traseira da máquina de empacotar GD X2 sem e com resguardos acústicos	71
fig. 7.15 – Máquina GD 4350 + Pack B com resguardos acústicos	72
fig. 7.16 – Constituição do pavimento falso	72
fig. 7.17 – Placas de lã mineral utilizadas no pavimento falso	73
fig. 7.18 – Pavimento acústico instalado na zona de fabrico de cigarros	73
fig. 7.19 – Pavimento acústico instalado na zona de empacotamento de cigarros	74
fig. 7.20 – Pavimento acústico instalado na zona de empacotamento de cigarros	74
fig. 7.21 – Representação gráfica da média das medições do pavimento	76
fig. 7.22 – Diagrama de isolamento das vibrações	78
fig. 7.23 – Determinação dos materiais anti-vibráticos	80

ÍNDICE DE TABELAS

	página
Tabela 2.1 – Registo dos valores das medições periódicas de ruído ambiental	18
Tabela 6.1 – Medição do ruído por gamas de frequência	35
Tabela 6.2 – Valores medidos de intensidade acústica na MAX e SE	41
Tabela 6.3 – Nível de vibrações do conjunto	54
Tabela 6.4 – Transmissão de vibrações do conjunto para o solo	54
Tabela 6.5 – Identificação das fontes de vibração no conjunto	54
Tabela 7.1 – Gamas de frequências dominantes das medidas realizadas	62
Tabela 7.2 – Coeficientes de absorção acústica	66
Tabela 7.3 – Coeficiente de redução de ruído	66
Tabela 7.4 – Medidas de pressão sonora, antes e depois do pavimento insonorizador	75
Tabela 8.1 – Registos dos valores medidos com os resguardos fechados	82
Tabela 8.2 – Diferenças de nível de intensidades sonoras com os resguardos fechados	83
Tabela 8.3 – Redução do ruído global em dB(A)	85

1.0 – INTRODUÇÃO

1.1 – Breve descrição da actividade da Tabaqueira SA

A empresa Tabaqueira SA destina-se à produção de cigarros, desenvolvendo no entanto todas as áreas da actividade necessárias à sua produção desde a cultura da planta, (através da sua afiliada agrícola; “Agrotab”, com sede na zona industrial de Coruche) e possui culturas na zona centro do país (Beira Alta, zona da Idanha-a-Nova), bem como nas áreas de escolha e condicionamento do tabaco na “Agrotab”, incluindo também, a preparação da folha até à sua entrada na linha de manufactura de cigarros e empacotamento na sua fábrica em Albarraque, perto de Sintra.

Nesta fábrica recebem-se os fardos de tabaco, matéria-prima agrícola, que já receberam um pré-tratamento na fábrica de processamento de tabaco em rama já referida, e dá-se início à fabricação dos cigarros através de um processo de condicionamento da folha de tabaco numa área industrial da fábrica designada por: Preparação da Mistura, vulgarmente designado por Primário.

O processo industrial nesta área compõe-se por diferentes fases, designadas genericamente por: abertura dos fardos e corte em “fatias” (slicer), 1ª humidificação, “pré-mistura” (“pré-blend” dos diferentes tipos de tabaco envolvidos), condicionamento, 2ª humidificação, corte, secagem, arrefecimento e estabilização da planta durante um período de repouso de 24 horas, em silos.

Segue-se posteriormente a mistura final de acordo com o lote que se pretende fabricar, e a inserção do aroma que caracteriza a marca.

Terminada esta sequência de tarefas, o tabaco preparado fica armazenado em silos durante 24 horas para estabilização da operação de transformação sofrida.

A segunda fase, ou Secundário, consiste na fabricação do cigarro tal como o conhecemos, constituído genericamente pelo envolvimento das lamelas da folha de tabaco produzidas na primeira fase, pela mortalha, formando um cigarro contínuo. Segue-se o corte em troços, a aplicação do filtro e do papel de recobrimento, formação do maço em formas (20 cigarros), composição do maço por envelopagem dos cigarros à saída das formas, formação do pacote, (10 maços) formação da caixa, (50 pacotes, 10 000 cigarros) e transporte automatizado desta para o armazém de produto acabado.

Esta fase de fabrico, tem características totalmente diferentes das do Primário. Esta é uma actividade de indústria transformadora típica, constituída por diferentes conjuntos produtivos

de produção de cigarros, (do tipo produção por lotes) em que cada conjunto recebe tabaco em rama e debita caixas, com pacotes de maços de cigarros prontos a consumir.

A organização do trabalho é também diferente da utilizada na primeira fase, considerando que aqui cada conjunto produtivo é autónomo e responsável pela sua produção, pela qualidade e pela gestão do tempo e dos recursos gastos na produção de cada marca.

Por outro lado considerando que existem vários conjuntos a produzir a mesma marca é fácil estabelecer comparações, e conclusões com implicações directas nos operadores de produção.

As caixas, contendo os pacotes de maços de cigarros, ao chegarem ao armazém são empilhadas em paletes referenciadas, por recurso à paletização automática por meios de robots, e enviadas por um conjunto “transfer-stockador” para armazenamento numa estrutura alveolar de acesso aleatório, informaticamente gerida quanto à sua existência, entrada e saída de produto, de acordo com as requisições do serviço de expedição e plano de vendas da direcção comercial.

1.2 – Planta da área industrial

A área industrial dedicada à preparação da folha de tabaco e fabricação de cigarros é a que se apresenta a seguir, na Fig. 1.1, onde se podem definir as seguintes áreas processuais:

- A – Armazém de matéria-prima (fardos de tabaco)
- B – Entrada de tabaco, abertura de fardos e humidificação
- C – Área de Pré-mistura e silagem da primeira fase de tratamento
- D – Área de aplicação de “casing” e tratamento de tabaco “Burley”
- E – Área da segunda mistura e silagem da segunda fase de tratamento
- F – Corte da folha, humidificação e secagem.
- G – Mistura final e aromatização de lotes
- H – Silagem de tabaco cortado
- I – Áreas de produção de cigarros (Secundários; A; B e C)
- J – Armazém de produto acabado

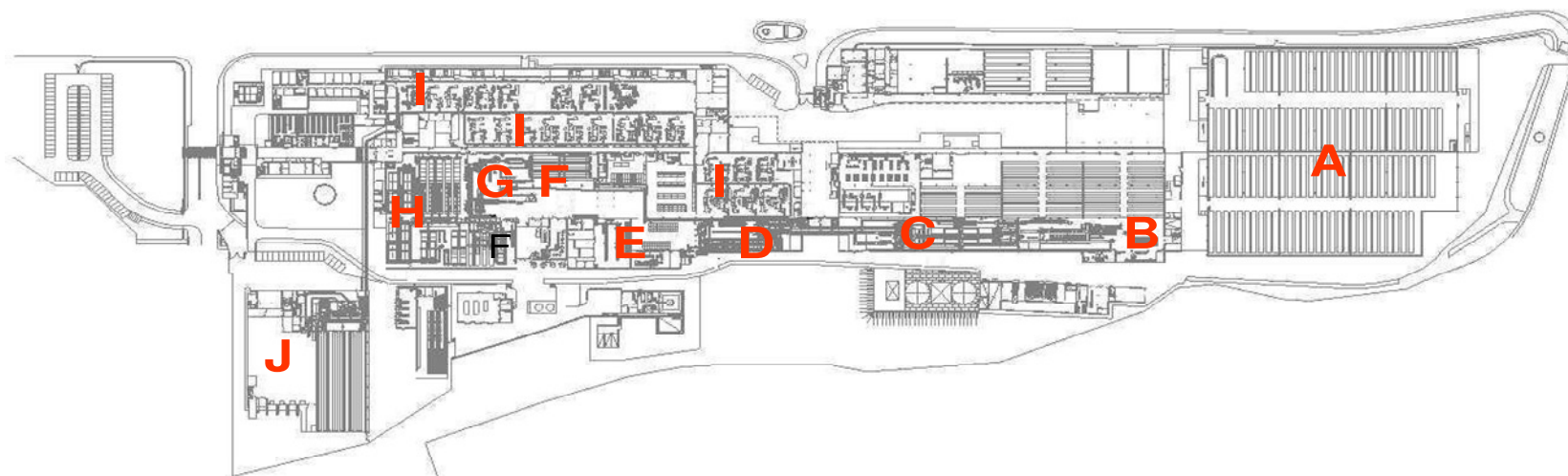


fig. 1.1 – Planta da área industrial com localização das áreas processuais

Foi nesta área de produção de cigarros (I) que foi colocado o problema do ruído ambiental e que foi desenvolvido todo este trabalho pelo que se torna oportuno descrever, ainda que sumariamente, o que se entende como: “Conjunto de produção de cigarros”.

Consideremos a Fig. 1.2 a seguir, em que se podem definir as máquinas constituintes do conjunto, em dois arranjos típicos:

- | | |
|-------------------------|---|
| 1 – PROTOS VE/SE 80 | máquina de fabrico da mangueira e corte dos troços (cigarros) |
| 2 – PROTOS MAX 80/VE/SE | máquina cortadora dos troços e insersora do filtro |
| 3 – COMPACT CASCADE | “pulmão” dinâmico de cigarros |
| 4 – GD X2 | máquina de formação do maço de 20 cigarros |
| 5 – GD 4350 | máquina de formação do pacote de 10 maços |
| 6 – PACK B | máquina de formação da caixa de 50 pacotes |

A utilização do primeiro ou do segundo arranjo de ligação entre máquinas depende exclusivamente dos modelos presentes e do espaço disponível para os realizar.

A ligar as diferentes máquinas existem várias telas transportadoras, ou outros meios de transporte, adequados ao tipo de produto a transportar; cigarro, filtro, maço, ou volume, de acordo com o estágio de fabrico onde se encontrem.

A fábrica da Tabaqueira possui 23 conjuntos produtivos de cigarros.

Arranjos das máquinas na formação dos conjuntos [6]; [8]

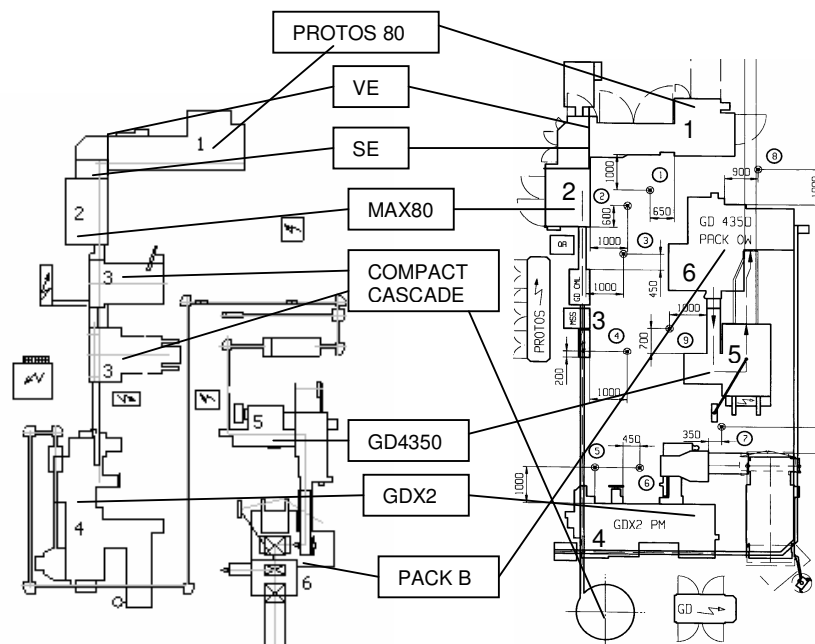


fig. 1.2 – Exemplo de conjuntos produtivos

Os conjuntos anteriormente referidos encontram-se instalados lado a lado, na área do Secundário, sendo cada conjunto, assistido por três operadores que permanecem durante as oito horas do turno, junto dos locais de intervenção assinalados na fig. 2.1, que reproduz uma parte da área designada por Secundário B.

Adicionalmente, esta área constitui também local de trabalho dos agentes de manutenção dos equipamentos, (técnicos electrónicos e mecânicos) que promovem as necessárias afinações para que todo o sistema funcione coordenadamente.

Foram os elevados valores de ruído ambiental, detectados nas medições periódicas do EHS&S (Environement Health Safety & Security) que despoletaram esta necessidade e justificaram o investimento em meios humanos e técnicos envolvidos neste trabalho, tanto ao nível interno na minha pessoa e nos colaboradores que me acompanharam, como ao nível da inclusão nos projectos financeiros já existentes para suportar os encargos inerentes a este tipo de actividade, exógena à produção de cigarros, bem como, o envolvimento dos fabricantes dos equipamentos na realização das protecções revestidas de substancias atenuadoras da propagação do ruído de funcionamento das máquinas, de acordo com os desenhos, recomendações e conclusões obtidas no presente estudo.

2.0 – ANÁLISE DA SITUAÇÃO ENCONTRADA

Toda a área fabril é objecto de controlo periódico de diferentes grandezas, tais como, iluminação, temperatura local, ruído, qualidade do ar e análise ergonómica do posto de trabalho, incluídas no âmbito da saúde ocupacional.

Para tal o Departamento de Segurança (EHS&S) criou um mapeamento de localização dos pontos de medida das diferentes grandezas, das quais reproduzimos somente os pontos de medição, para controlo do ruído de funcionamento ambiental, assinalados na fig. 2.1, contendo uma vista parcial da planta de localização das máquinas na área de produção.

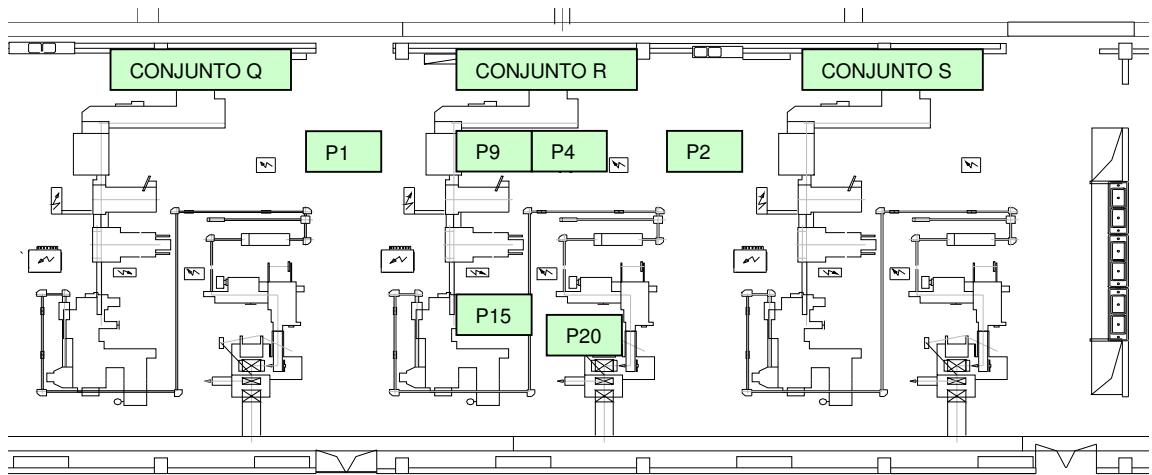


fig. 2.1 – Planta parcial de localização de máquinas

As localizações assinaladas correspondem às seguintes Posições de trabalho mais frequentadas pelos operadores e que implicam directamente na dose de ruído recebida por estes, durante a jornada:

P1 – Posição de operador ou técnico de manutenção entre os conjuntos Q e R

P2 – Posição de operador ou técnico de manutenção entre os conjuntos R e S

P4 – Posição de operador ou técnico de manutenção junto da PROTOS 80/VE/SE

P9 – Posição de operador ou técnico de manutenção junto da MAX 80

P15 – Posição de operador ou técnico de manutenção junto da GD X2

P20 – Posição de operador ou técnico de manutenção junto da GD 4350 / PACK B

O resultado dessas medições (e dos outros pontos de controlo) é coligido numa folha de Excel preparada para o efeito, tal como o registo que se apresenta a seguir na Tabela 2.1:

A selecção destes pontos relativamente aos outros, para os quais também é feito idêntico controlo com a mesma periodicidade, decorre do facto destes locais serem externos à máquina, e os outros corresponderem ao funcionamento de órgãos alojados no interior e não serem acedidos com a máquina em funcionamento.

Muito embora todos os pontos contribuam para o ruído global do conjunto, os operadores recebem maior contribuição dos pontos referenciados na fig. 2.1

Tabela 2.1 – Registo dos valores das medições periódicas de ruído ambiental

Medições Periódicas do Nível do Ruído - dB (A)
Conjunto R

Geral	12-Fev	20-Abr	27-Abr	média 1
1 – Posição entre o conjunto Q e R.	87.7	87.9	88.2	87.9
2 – Posição entre o conjunto R e S.	88.4	88.9	89.1	88.8
3 – Posição entre o conjunto R e a parede.	88.0	87.4	88.7	88.0
Protos VE / SE 80				
4 – Posição referenciada do operador - VE /SE	90.7	91.5	91.8	91.3
5 – “Sucção de talos de tabaco”.	96.2	94.2	94.7	95.0
6 – “Câmara de formação da mangueira de tabaco”.	103.4	103.9	103.1	103.5
7 – Zona traseira da SE 80.	90.0	89.3	89.4	89.6
8 – “Aranha”.	93.7	93.5	94.0	93.7
Protos MAX 80				
9 – Posição referenciada do operador - MAX	89.9	91.1	90.9	90.6
10 – “Corte do Filtro”.	94.5	95.1	95.8	95.1
11 – “Corte do papel de boquilha”.	91.6	94.6	94.9	93.7
12 – “Corte do cigarro”.	91.6	93.9	93.9	93.1
13 – Zona traseira da MAX 80.	88.6	88.7	88.6	88.6
GD X2				
14 – Zona de entrada do conjunto.	88.9	89.1	89.3	89.1
15 – Posição referenciada do operador - X2	90.2	90.4	90.5	90.4
16 – “Rodas de formação do maço”.	93.8	92.9	93.3	93.3
17 – “Alimentação de rótulos”.	91.3	91.4	92.4	91.7
18 – “7ª roda”.	92.5	91.7	92.1	92.1
19 – Zona traseira da – X2.	89.8	89.8	89.9	89.8
GD 4350				
20 – Posição referenciada do operador - 4350	89.7	89.5	89.9	89.7

A Tabela 2.1 reporta-se às medições realizadas na área de intervenção do conjunto produtivo “R” (que está representado na fig. 2.1) porém o tipo de registo é semelhante para todos os outros conjuntos da fábrica.

As posições assinaladas a “bold” no quadro anterior, reportam-se à medida do ruído no centro da localização referida, tendo sido detectadas discrepâncias com os valores estabelecidos pelo Regulamento Geral do Ruído.

As medições de rotina, indicadas no quadro anterior foram efectuadas da seguinte maneira: Nos pontos, referenciados como posição do operador, as medições foram efectuadas com o sonómetro colocado a 1,5 metros do equipamento e a cerca de 1,6 metros de altura considerando que a população de operadores é maioritariamente feminina.

Cada medição teve a duração de 3 minutos, tendo em consideração que o ruído existente é constante.

Nos pontos assinalados o sonómetro foi colocado num suporte.

O aparelho utilizado pertence ao núcleo de EHS&S sendo um Sonómetro Integrador, modelo 2236 C da Bruel & Kjaer, cujo microfone é o modelo 4188 da Bruel & Kjaer e foi calibrado, antes e depois das medições, com o Calibrador 4231 da Bruel & Kjaer.

Este aparelho tem uma rotina de verificação anual no Laboratório de Metrologia pelo Núcleo de Acústica e Iluminação do Instituto Nacional de Engenharia Civil, com o nº 185/00 em 24 de Julho de 2002.

As medições foram efectuadas considerando:

Parâmetro medido – Nível Contínuo Equivalente – **Leq**

Malha de Ponderação – **dB (A)**

Tempo de medição – Fast – **F**

Escala de Medição – 50 a 130 dB

Os resultados obtidos foram os apresentados no quadro anterior para as posições referenciadas, tendo-se todavia efectuado outras medições em zonas extremas do limite da secção de fabricação, e em posições homólogas, para verificar a influência do ruído gerado pelo conjunto “R” nos outros conjuntos da área produtiva, estando estes parados.

No exterior da secção, junto da porta situada perto do Conjunto A – **Leq 68.9 dB (A)**

No interior da secção, junto da porta situada perto do Conjunto A – **Leq 83. 5 dB (A)**

No Conjunto A, na máquina GD X2, (fig. 1.2), junto da 7ª roda – **Leq 87.7 dB (A)**

No Conjunto A, na máquina GD X2, (fig. 1.2) na posição da operadora – **Leq 84,7 dB (A)**

Este foi o ponto de partida para a realização do trabalho.

3.0 – ASPECTOS GERAIS DO RUÍDO

3.1 – Som e Ruído [5]

Sob o ponto de vista técnico, o som é a sensação auditiva resultante de variações de pressão do ar, tendo sempre origem numa qualquer fonte de vibração.

É usual distinguirem-se intuitivamente três categorias de som:

- Agradável
- Útil
- Incómodo

O som agradável pode passar por música, som da rebentação das ondas do mar, ou por qualquer outra manifestação sonora não fatigante e agradável.

O som útil, embora não necessariamente agradável, poderá ser o som de uma buzina, de um despertador ou qualquer manifestação sonora que embora tenha carácter perturbador, nós esperamos que ela ocorra ou pelo menos aceitamos o seu aparecimento.

Por último, o ruído é a categoria de som que se entende vulgarmente como som indesejável, perturbador e até em certas condições, perigoso, ou nocivo para a saúde.

A classificação de um som como sendo ruído é subjectiva e depende de questões como a susceptibilidade ou predisposição do indivíduo. Podemos ficar incomodados com o barulho produzido por um vizinho a abrir furos na parede com um berbequim, mais por acharmos que ele não o devia fazer do que propriamente pelo barulho em si.

Um som não tem que ser alto para incomodar, um simples disco riscado ou o chiar de uma roda pode ser bastante perturbador.

A importância crescente do ruído e o aumento de interesse dos fenómenos associados a este deve-se ao facto de se ter verificado que, a exposição do Homem a determinados níveis de ruído durante um determinado período de tempo é nociva e causa danos irreversíveis no seu aparelho auditivo.

A perda de capacidade auditiva implica por seu lado, uma série de consequências indesejáveis, quer ao nível profissional, quer ao nível social.

O ouvido humano é sensível a sons com frequências entre os 20 Hz e os 20000 Hz, porém a resposta auditiva varia notavelmente de uma pessoa para outra, apresenta redução com a idade e é afectado negativamente pela exposição prolongada ao ruído. O limite nas frequências baixas é normalmente considerado como sendo 20 Hz, todavia está provado que o sistema auditivo pode responder a estímulos de frequência inferior. No limite superior

não é muito comum observar-se resposta a frequência tão alta, sendo o valor de 16 KHz considerado um limite real.

Para um som considerado, chama-se “Limiar de Audição” ao nível mínimo de pressão sonora capaz de provocar uma sensação auditiva, todavia este nível não é um limite preciso e define-se em termos de probabilidade de audição porque depende das características do som (frequência) e da forma como se apresenta ao ouvinte (transmitido através do ar ou através de auriculares).

Deste modo o estudo do ruído no ambiente de trabalho deverá incluir-se nesta gama de frequências. Poderá também ter-se em consideração o facto de que dentro da gama acima referida, o ouvido é mais sensível às gamas de frequência entre os 1000 Hz a 4000 Hz, na qual se dá o discurso humano.

Em relação aos níveis de ruído o ouvido tem como limite máximo os 140 dB, uma vez que este é o nível do “Limiar da Dor” para um Homem. Abaixo deste nível o dano causado ao ouvinte dependerá do tempo a que este esteja exposto ao mesmo. Quanto mais baixo o nível de ruído, maior poderá ser o tempo de exposição sem que ocorram danos do aparelho auditivo.

A figura 3.1 [5] representa um “termómetro acústico”, onde se podem identificar os níveis de ruído tipificados por diferentes actividades, ambientes ou situações.

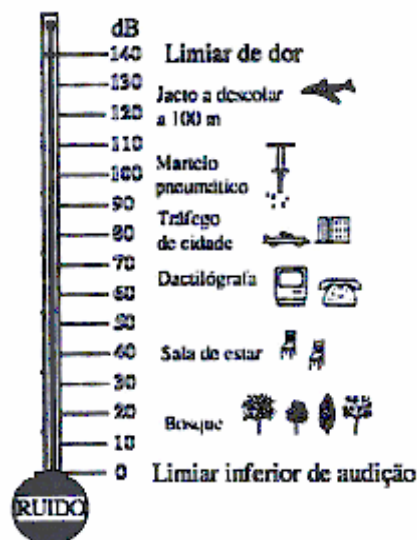


Fig.3.1 – Escala de ruído em forma de “Termómetro Acústico”

3.2 – Fenómenos da Transmissão do Ruído [5]; [10]

Sempre que um objecto se mexe, provoca uma perturbação no ar que o rodeia e obriga o mesmo a movimentar-se. Numa escala muito mais pequena, quando uma partícula vibra, faz o ar circundante vibrar também e transmite assim as vibrações a outras partículas que se encontram na vizinhança da primeira. Quando as partículas vibram, provocam pequenas variações na pressão atmosférica normal. Essas variações de pressão propagam-se através do ar e chegam ao aparelho auditivo do ouvinte, causando a sensação de audição de som.

Num ambiente industrial o modo como o ruído característico deste tipo de ambiente atinge o ouvinte/trabalhador pode ser um dos seguintes:

- Fonte directa: quando o ruído produzido por um equipamento atinge directamente o operador sem que tenha ocorrido qualquer dissipação de energia entre a fonte emissora e o ouvinte.
- Campo difuso: quando o ruído atinge um operador após ter ocorrido alguma dissipação de energia.
- Campo estacionário: quando o ruído é constante e atinge um operador independentemente da distância a que este esteja de uma determinada fonte emissora. É o resultado de se estar num ambiente onde existam múltiplas fontes emissoras e reflexões, que geram um ruído ambiente constante.

Diversos métodos são usados para descrever a propagação do som. Em geral, consideram-se três tipos a seguir indicados:

- Acústica ondulatória – consiste em encontrar soluções para as equações que regem a propagação de ondas sonoras.
- Acústica estatística – baseia-se fundamentalmente em considerar que o campo acústico é uniforme na zona em que se propaga.
- Acústica geométrica – baseia-se na teoria utilizada na óptica geométrica, considerando que os “raios sonoros” se comportam exactamente como raios luminosos podendo assim utilizar-se as leis de Snell e de Descartes.

Todavia, os fenómenos de propagação de ondas sonoras não são simples e para evitar análises complexas as ondas sonoras são entendidas na sua forma teórica sendo consideradas como: Planas, Esféricas ou Cilíndricas.

As ondas planas têm frentes de onda (uma frente de onda sonora é uma superfície na qual a pressão e a intensidade acústica são constantes num dado instante) perpendiculares à sua direcção de propagação e a sua amplitude não varia durante a propagação

O nível de intensidade sonora e o nível de pressão sonora variam em função da distância entre a fonte e o receptor. Na prática o nível da curva de decrescimento do nível sonoro expressa-se em dB's por oitava de distância, sendo semelhante à utilização de uma oitava definida para intervalos de frequência.

As curvas de decrescimento do nível sonoro dependem do tipo de onda, ou seja, do formato da frente de onda, sendo que, para uma onda plana a superfície da frente de onda é independente da distância à fonte.

As ondas esféricas são geradas por fontes pontuais e têm frentes de onda que se apresentam como esferas concêntricas. Na prática isto acontece quando o receptor se encontra suficientemente longe da fonte, ou seja, a uma distância maior do que as dimensões da fonte e do comprimento de onda do som emitido.

As fontes pontuais têm características de emissão omnidireccional e a potencia acústica está uniformemente distribuída por toda a frente de onda, donde a intensidade acústica é igual ao quociente entre a potência emitida e a superfície da frente da onda. Considerando que a área da frente da onda aumenta com o quadrado do raio da esfera, resulta que a intensidade decresce com o quadrado do raio e a pressão decresce em função do inverso do mesmo raio.

Na propagação das ondas esféricas, um dado valor de pressão sonora decrescerá 6 dB cada vez que se duplica a distância da fonte ao receptor.

As ondas cilíndricas são geradas por fontes em linha ou por elementos em rotação tais como eixos de máquinas e têm frentes de onda em forma de cilindros coaxiais. Na prática este tipo de ondas é gerado por eixos em rotação, tubos cilíndricos como tubagens e condutas de fluidos ou ainda o ruído recebido por um receptor localizado perpendicularmente a uma via rodoviária onde circulem veículos em fila compacta. A sobreposição de ondas esféricas emitidas por cada veículo dá origem a uma onda cilíndrica, ou mais exactamente neste caso a uma onda semicilíndrica, desprezando a propagação no terreno da via.

Na propagação das ondas cilíndricas, um dado valor de pressão sonora decrescerá 3 dB cada vez que se duplica a distância da fonte ao receptor.

Na prática e em recintos fechados como o caso das máquinas em estudo, localizadas na fábrica, os problemas são mais complexos porque a forma das ondas radiadas varia com a distancia entre a fonte e o receptor e depende da configuração geométrica da superfície da fonte. Considerando que as fontes sonoras das máquinas de fabricação de cigarros são constituídas por painéis exteriores rectangulares (embora as fontes propriamente ditas não o sejam) a forma de onda radiada varia com a distancia ao receptor.

Assim para localizações do operador muito junto à fonte tem-se ondas planas, desde que não esteja muito próximo dos limites do painel emissor, porém estas transformam-se em ondas cilíndricas a partir de uma certa distancia e tendem a transformar-se em esféricas à medida que o afastamento aumente. Para distancias ainda maiores a onda poderá considerar-se plana embora as suas características de atenuação sejam próximas das de uma onda esférica, todavia saber como a composição das várias frequências e amplitudes das ondas sonoras radiadas decrescerá efectivamente com a distancia não é nada fácil nem conduzirá a resultados aceitáveis porque o operador tem uma posição mais ou menos determinada em relação à máquina que corresponde ao seu local de trabalho.

A solução para o nosso problema passa pelo estudo do tipo, forma e colocação de obstáculos entre a fonte e o operador, que tenham efeito sobre a propagação sonora conduzindo à sua atenuação.

A interposição de obstáculos à propagação das ondas sonoras pode definir os seguintes fenómenos:

Reflexão [7] – quando a propagação de uma emissão sonora encontram um obstáculo plano, rígido, de grandes dimensões em comparação com o seu comprimento de onda, produz-se uma inversão ao das ondas incidentes como se emanassem de uma fonte simétrica da fonte emissora, em relação à superfície de reflexão.

Este fenómeno acarreta problemas adicionais decorrentes do apoio das máquinas no solo que também produzirá uma reflexão, provocando interferências entre o som directo e o som reflectido. No ponto de reflexão ocorrerá inversão de fase devido às propriedades do ar e do solo, resultando daqui que as ondas sonoras e reflectidas ficam quase em oposição de fase, embora as suas amplitudes sejam iguais.

Este fenómeno indicia a existência de pontos, onde, devido a este fenómeno de interferência, a pressão acústica se anula, todavia devido aos limites do local de trabalho este fenómeno será sempre considerado como mais um problema a resolver.

Difracção [7] – é o fenómeno que justifica o facto de uma barreira acústica ou um painel insonorizador não ser tão eficiente como se poderia pensar, considerando que em termos de acústica geométrica, a interposição de um obstáculo entre a fonte e o receptor produziria uma “sombra acústica” por trás da barreira. Na prática o problema que se coloca é o de determinar a natureza, as dimensões e a posição de um obstáculo acústico de modo a obter uma determinada redução sonora.

As barreiras acústicas são pouco eficientes na redução de sons de baixa frequência (grandes comprimentos de onda) pois quando as dimensões da barreira são da mesma ordem de grandeza que o comprimento da onda acústica as leis da acústica geométrica não são aplicáveis e observa-se então o fenómeno de difracção, em que a onda sonora contorna a barreira, comportando-se esta como uma fonte virtual.

Refracção [7] – é o fenómeno que justifica a mudança de direcção das emissões sonoras quando estas atravessam meios de propagação com características diferentes. Um factor importante é a variação da temperatura entre o interior e o exterior das máquinas. Neste percurso, como a velocidade do som é influenciada pela temperatura do meio ocorrem refrações no percurso e os raios sonoros deixam de ser linhas rectas e passam a ser linhas curvas.

Este comportamento da propagação do som, dá origem ao aparecimento de “zonas de sombra” e de “zonas quentes” onde o som se intensifica, provocando o aparecimento de zonas com um nível sonoro predominante relativamente a zonas adjacentes, onde à partida não seria expectável ocorrerem diferenças sensíveis de nível sonoro.

4.0 – LEGISLAÇÃO PORTUGUESA SOBRE O RUÍDO INDUSTRIAL

A protecção dos trabalhadores contra riscos decorrentes da exposição ao ruído durante o período de trabalho está contemplada na legislação Portuguesa [9] através do Decreto-Lei nº 72/92 de 28 de Abril, prevendo-se no seu artigo 2º que as respectivas normas serão objecto de publicação específica, consignada no Decreto Regulamentar nº 9/92 publicado também em 28 de Abril.

Esta legislação visa sobretudo; definir parâmetros de vigilância, grandezas, aparelhos e métodos de medida de forma a garantir a protecção dos trabalhadores contra os riscos de surdez, segurança auditiva e outros efeitos da exposição prolongada a níveis de ruído muito elevados, pelo que se reporta principalmente às actividades industriais.

O Decreto Regulamentar 9/92 de 28 de Abril, define essencialmente dois parâmetros para quantificar o risco de exposição ao ruído, para os quais estabelece os seguintes limites:

- Exposição pessoal diária de um trabalhador ao ruído no local de trabalho

Nível de acção: 85 dB(A) ($L_{EP,d}$)

Valor limite: 90 dB(A)

- Valor máximo de pico do nível da pressão sonora

Valor limite: 140 dB(A) (Max_{pico})

O decreto estabelece ainda que para os trabalhadores com níveis de exposição ao ruído superiores ao nível de acção deverão ser alvo de exames periódicos de vigilância médica e audiométrica da função auditiva, abrangentes a cada novo trabalhador que seja admitido na empresa. Esta norma é cumprida na Tabaqueira SA.

4.1 – Medição dos parâmetros de avaliação [9]

Segundo a legislação acima referida, os parâmetros $L_{EP,d}$ e Max_{pico} deverão ser avaliados com base em medições de ruído nos vários postos de trabalho, utilizando sonómetros não integradores, nos casos em que o trabalhador executa, num posto fixo, tarefas repetitivas das quais resultem em geral ao longo do dia idênticos níveis sonoros L_{pA} .

Em contrapartida, quando a pressão sonora apresente flutuações de nível sonoro L_{pA} de grande amplitude ou com durações irregulares a determinação da sua exposição pessoal ao ruído durante o período laboral torna-se muito complexa, pelo que devem utilizar-se nestes casos sonómetros integradores.

É este o caso constante nesta dissertação.

Foram assim utilizados sonómetros integradores, pontualmente identificados, para a medição do nível sonoro contínuo equivalente, ($L_{Aeq,T}$) ponderado (A) com capacidade de medição directa do valor máximo do pico de nível de pressão sonora, $M_{ax}L_{PICO}$, equipados com um banco de filtros de oitava de acordo com ISO 266-1975, de modo a poder fazer a análise em frequência de qualquer tipo de ruído.

Decorrentes da mobilidade do trabalhador no seu local de trabalho foram também utilizados dosímetros de ruído, calibrados segundo o critério ISO e prescrições da norma NP 3496. O nível de exposição diária de um trabalhador ao ruído durante o período laboral, $L_{EP,d}$ foi calculado em dB(A) pela seguinte expressão⁽⁹⁾:

$$L_{EP,d} = 70 + \log_{10} (D[\%] 8/T_e) \quad \text{em que:}$$

T_e – duração diária da exposição pessoal do trabalhador ao ruído expressa em horas

$D[\%]$ – valor indicado no dosímetro em (%) da dose máxima admissível.

4.2 – Medidas gerais de prevenção [4]; [9]

Para reduzir os riscos ligados à exposição dos trabalhadores ao ruído durante o desempenho da sua função a legislação prevê que devem ser utilizadas medidas técnicas de protecção colectiva, de organização do trabalho e de protecção individual, das quais destacamos as seguintes:

4.2.1 – Medidas de carácter geral

- Informação aos trabalhadores
- Sinalização e limitação de acesso das zonas mais ruidosas
- Vigilância médica da função auditiva dos trabalhadores expostos

4.2.2 – Medidas de carácter específico

4.2.2.1 – Redução da produção de ruído na fonte através de:

- Utilização de máquinas, ferramentas e instalações pouco ruidosas
- Aplicação de silenciadores e atenuadores sonoros
- Reforço da estrutura das máquinas com blocos de inércia e elementos anti-vibráticos
- Escolha criteriosa dos materiais utilizados
- Manutenção regular dos equipamentos

4.2.2.2 – Redução da transmissão de ruído através de:

- Reforço das estruturas das máquinas
- Isolamento contra a transmissão de vibrações decorrentes do funcionamento

4.2.2.2 – Redução da radiação sonora através de:

- Aumento da absorção da envolvente acústica
- Aplicação de barreiras acústicas
- Encapsulamento das máquinas (concepção de canópias)

4.2.2.3 – Separação de locais:

- Compartimentação dos locais de trabalho
- Colocação de divisórias e de cabinas

4.2.2.4 – Melhorias na acústica dos edifícios, tais como:

- Montagem de tectos, divisórias, portas ou pavimentos isolantes
- Montagem de elementos absorsores de som
- Optimização da difusibilidade sonora (pouco aplicável neste caso)

4.2.2.5 – Medidas de carácter geral:

- Organização da rotatividade de mudança nos postos de trabalho
- Execução de tarefas ruidosas fora do horário normal de trabalho (não aplicável)
- Limitação da duração do trabalho em ambientes muito ruidosos (não aplicável)

4.2.2.6 – Medidas de protecção individual:

- Utilização de protectores individuais de audição

Todas estas técnicas e recomendações legais constituíram a plataforma de conhecimentos e de motivação durante a realização deste trabalho.

5.0 – AVALIAÇÃO ACÚSTICA DO MEIO FABRIL

O objectivo que presidiu a este trabalho, como já foi dito, foi o desenvolvimento de uma solução acústica que permita reduzir o ruído produzido pelas máquinas incluídas nos conjuntos e bem assim, reduzir o ruído global do ambiente de trabalho, pelo que se torna imperativo estudar e avaliar as condições que podem caracterizar e influenciar os problemas acústicos existentes.

Tal como já foi anteriormente referido a actividade fabril desta empresa desenvolve-se no interior de pavilhões onde existem diversas máquinas realizando diferentes funções, dirigidas para a produção de cigarros, no regime de produção por lotes, que constitui o produto final desta empresa.

O ciclo produtivo pode ser caracterizado como intermitente, por existirem diversas interrupções em diferentes máquinas incluídas no conjunto, todavia o ciclo produtivo não é cancelado, devido a terem sido criados stocks intermédios que permitem a laboração contínua das máquinas situadas antes, ou depois, da máquina imobilizada.

Deste modo, nem mesmo por motivo de avaria, cada conjunto não pára a sua produção por completo, donde resulta uma situação de constante geração de ruído. Quando confrontada esta realidade com o número elevado de conjuntos produtivos a operar simultaneamente em cada pavilhão é imediato concluir que o ruído ambiente se mantém praticamente constante.

Para ilustrar esta situação apresentam-se a seguir (Fig. 5.1 e 5.2) duas fotografias tomadas dentro do pavilhão para que seja mais fácil imaginar a manutenção de um ruído de fundo constante e assim perceber que se está perante uma multiplicidade de fenómenos de transmissão de vibrações, geradoras de ruído, que na sua totalidade vão criar uma situação de elevada complexidade acústica.



Fig.: 5.1 e 5.2 – Dois aspectos do interior do pavilhão fabril

Nestas fotografias podem identificar-se os conjuntos produtivos, bem como perceber as diferentes máquinas que os compõem e constatar que devido ao número de equipamentos e pela dimensão do espaço que os aloja, é difícil avaliar localmente o ruído individual de cada máquina.

Como primeira aproximação ao problema foi encomendado a uma empresa externa credenciada, a elaboração do mapa acústico do pavilhão, donde resultou a determinação do parâmetro sonoro $L_{EP,d}$, usado na legislação Portuguesa actual, e indicado na Fig. 5.3 a seguir.

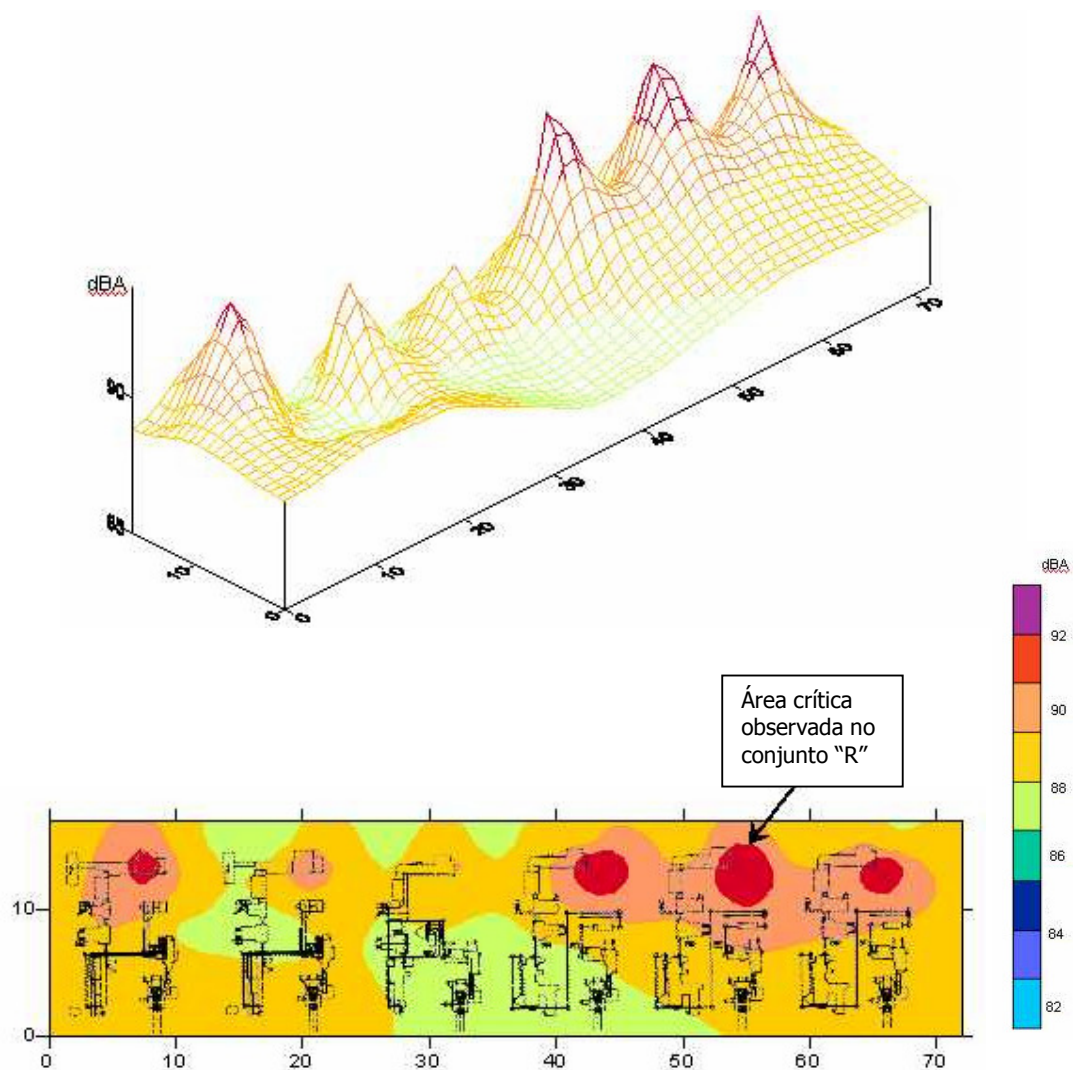


Fig. 5.3 – Mapa acústico da área fabril

Os valores representados na escala de cores reportam-se ao parâmetro sonoro $L_{EP,d}$ e estão visivelmente assinalados na figura através da coloração vermelha, ou seja, com o maior nível de ruído, correspondente à localização do operador da máquina cigarreira (PROTOS VE/SE 80) e da máquina de aplicação de filtro, (MAX 80) correspondente aliás, às localizações mais problemáticas já detectadas no controlo periódico do ruído ambiental promovido pelo serviço de Saúde Ocupacional incluído no departamento EHS&S anteriormente referido na página 10 deste trabalho.

No “CD” que acompanha e formaliza a apresentação digital desta dissertação incluímos dois filmes, em formato MPEG, que ilustram o ruído fabril geral.

O objecto deste estudo, é o tratamento do ruído da fonte principal detectada no relatório anteriormente referido, considerando que a solução que fosse encontrada para este local serviria, com as devidas adaptações, para os outros conjuntos e para as outras máquinas a jusante, que realizam o empacotamento dos cigarros e o seu agrupamento em pacotes de 200 cigarros e posteriormente a formação de caixas de 10 000 cigarros (50 pacotes), que não estão isentas de responsabilidade para a contribuição do ruído geral do pavilhão.

6.0 – DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

6.1 – Enquadramento financeiro do trabalho realizado na Tabaqueira SA

A Philip Morris Inc., com as suas 17 fábricas espalhadas pelo mundo (8 só na Comunidade Europeia na versão alargada de 25 Estados) já se confrontou com este problema noutras afiliadas e para a sua resolução estabeleceu o projecto NOEMI (Noise Optimization for Engineering Machines and Installations) composto por três programas financeiros, com conteúdos diferenciados, cujo resumo programático se indica a seguir:

ANEMON – (Advanced Noise Evaluation MONitoring) correspondente ao primeiro estágio que engloba os custos envolvidos com a metodologia de controlo do ruído, necessário para a implementação das medidas correctivas em cada caso concreto. Neste programa cabem todos os custos dispendidos com:

- A medição dos valores de ruído sentidos pelo operador no local de trabalho
- Equipamentos de medida para identificação das fontes de ruído
- Outros trabalhos e equipamentos, necessários para a identificação das contribuições dominantes de ruído, nos locais de maior permanência do operador.

MANCO – (MAker Noise COntrol), desenvolvido em conjunto com os fabricantes do equipamento, tendo como objectivo principal a partilha de custos dispendidos com o desenvolvimento de soluções conjuntas entre o utilizador e o fornecedor para a realização de melhorias nas futuras máquinas a adquirir, sendo este um dos aspectos mais característicos deste programa, (e talvez único desta indústria), como se verá no decorrer desta dissertação.

Neste programa foram imputados os custos inerentes ao controlo de ruído produzido pela máquina produtora de cigarros (PROTOS fabricada na Alemanha pela empresa “Hauni”) e pelo conjunto de máquinas, cortadora dos troços de cigarros e aplicadoras do filtro, directamente associadas a esta (VE+SE+MAX do mesmo fabricante), bem como pelo conjunto de máquinas de empacotamento (GD – X500 e GD4350 fabricadas pela empresa Italiana GD).

DEAF – (Dedicated Acoustic Floor), cujo objectivo se situa em financiar o desenvolvimento de um pavimento que permita absorver o ruído produzido no chão real de apoio do conjunto de fabrico / empacotamento de cigarros, em cada situação concreta devidamente justificada

em cada fábrica, compatibilizado com as condições de higiene e de operacionalidade impostas pela actividade produtiva.

Este programa abrange também a procura e a definição de outras soluções de redução acústica, através da implantação de elementos absorsores de ruído difuso.

6.2 – Identificação das contribuições de ruído dominante

De acordo com a análise do relatório de avaliação global de ruído na área de produção de cigarros apresentamos a seguir a justificação teórica, a metodologia de medida e de interpretação dos valores acústicos, recebidos pelo operador no seu posto de trabalho, para o que foram realizadas medidas que permitiram a:

- Identificação das gamas de frequência mais intensas
- Localização dos pontos quentes acústicos
- Identificação dos elementos com maior contribuição para a radiação sonora
- Análise da transmissão de vibrações ao solo pela máquina

Os resultados obtidos nas medições de rotina do Departamento de Medicina no Trabalho (ESH&S) constituíram a base para a definição das medidas sonoras a realizar, bem como as localizações críticas a considerar para a contribuição prática da influência do ruído ambiente no ruído produzido pelo conjunto, esquematicamente apresentado na fig.6.1

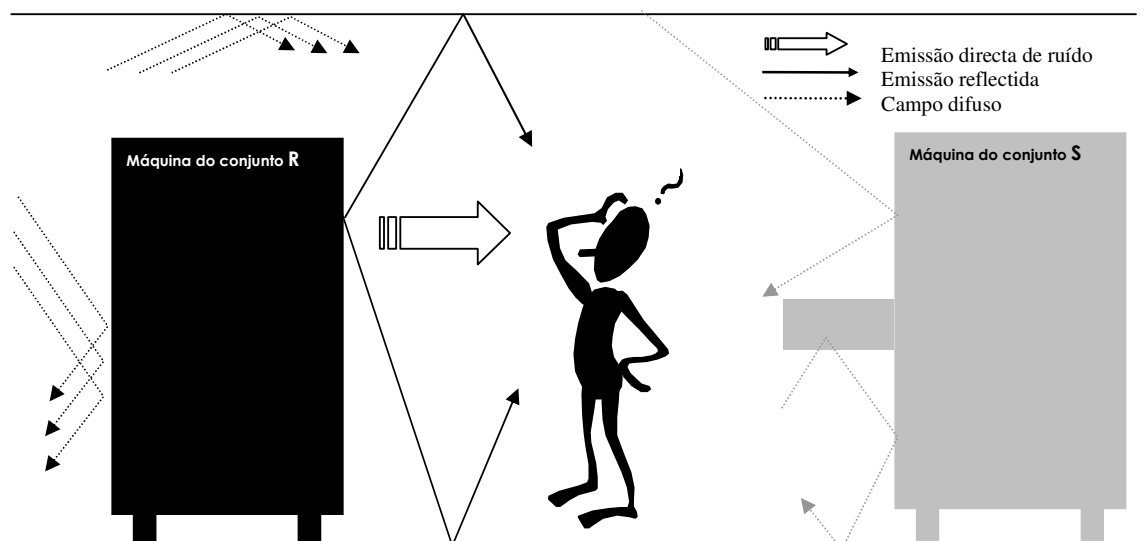


fig. 6.1 – Representação esquemática das contribuições para o ruído global

Para todos os tipos de emissão sonora pretende-se identificar:

- A gama de frequências
- A origem das fontes
- A sua importância relativa para a segurança auditiva do operador

6.2.1 – Análise Espectral Sonora [2]; [4]; [7]

Com o objectivo de analisar de uma forma mais completa as características do ruído emitido pela máquina, bem como o seu impacto no local de trabalho do operador realizou-se uma análise espectral sonora por bandas de oitava, de forma a identificar quais as principais gamas de frequência do ruído produzido.

A análise em frequência de um ruído justifica-se pela contribuição desta medida para compreender as alterações vibratórias das respostas estruturais do equipamento em teste, ao ruído emitido pelos acoplamentos mecânicos através de engrenagens.

Considerando que a transmissão de potência através de um eixo girante e um par de engrenagens é nominalmente constante, bem como o ruído emitido, a resposta estrutural, deve ser identificada para posterior correcção.

Adicionalmente as estruturas envolventes, podem ainda ser o elemento responsável por harmónicos de diferente frequência e assim permitir:

- Através da intensidade destes harmónicos poderão ser diagnosticadas as causas do ruído e contribuir para a sua redução ou eliminação.
- Analisar os efeitos do contacto simultâneo múltiplo entre os dentes das engrenagens transmissoras de potência, bem como a sua contribuição para o ruído.
- Analisar os efeitos da ressonância estrutural e identificar os seus agentes.

Realizou-se então um conjunto de medições para avaliação do espectro sonoro nas posições do operador e dos agentes de manutenção anteriormente referidas, por: P1; P2; P4 e P9 tendo-se registado o valor da pressão sonora por cada banda de oitava.

A medição foi efectuada com um sonómetro integrador com filtros escaláveis para cada frequência central medida, com ponderação em frequência do tipo (A) e tempo de integração de 5 segundos.

Os valores encontrados estão reunidos na Tabela 6.1 e na figura 6.2 a seguir.

Tabela 6.1 – Medição de ruído por gamas de frequência

		Frequência (Hz)								
dB(A)		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
Localização	P1	54,1	64,3	73,2	78,1	80,5	80,3	77,4	72,3	60,1
	P2	54,1	65,1	73,4	80,2	83,7	82,6	77,0	71,7	57,2
	P4	53,5	69,4	76,8	80,4	83,7	85,2	83,1	77,1	73,5
	P9	58,7	68,9	75,4	81,2	82,8	84	82,0	76,2	66,1

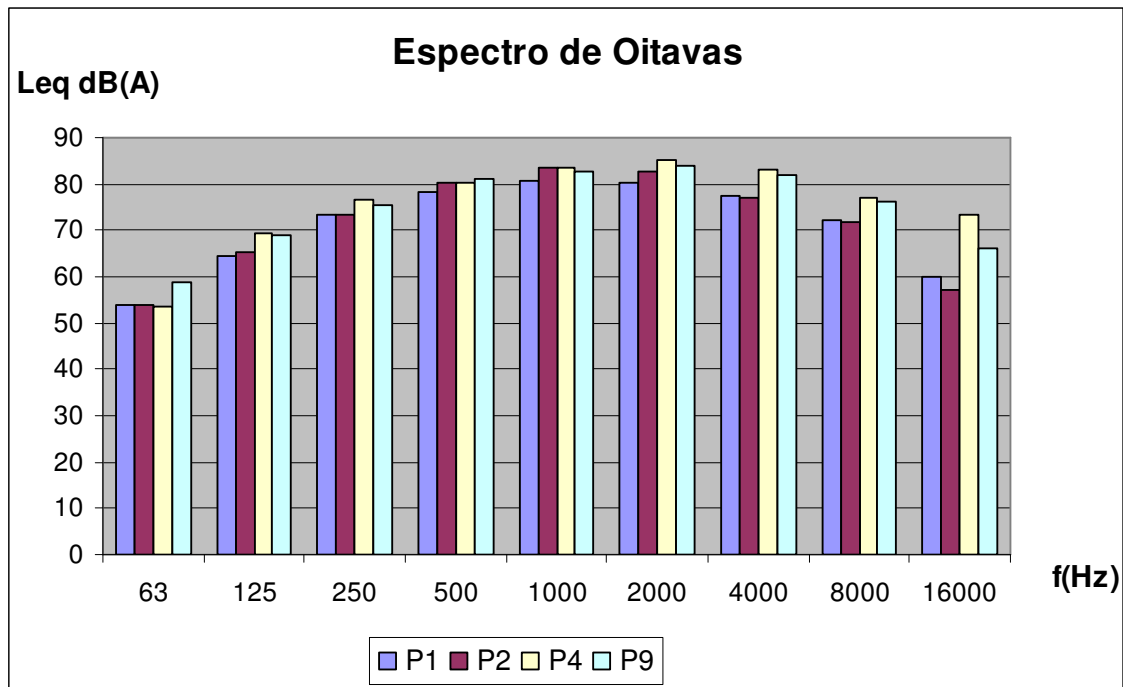


fig. 6.2 – Representação gráfica dos valores medidos

6.2.2 – Localização dos pontos quentes acústicos

Para fins restritos de avaliação da qualidade acústica do posto de trabalho, seria suficiente medir o Nível de Pressão Sonora, porém esta medida é insuficiente no âmbito do programa MANCO considerando que se pretende efectuar alterações em órgãos de máquinas geradores de ruído, pelo que se pensou na determinação do Nível de Potencia Sonora, todavia, considerando que através deste método, a quantificação de ruído em máquinas, e particularmente a potencia sonora irradiada por qualquer órgão é independente:

- da sua localização
- das condições ambientais
- da sua distancia ao ponto de medida

concluiu-se que os resultados assim obtidos também não serviriam o programa MANCO.

Por outro lado, no interior dos equipamentos as fontes de ruído não produzem um ruído omnidireccional, mas antes pelo contrário, são direccionais, irradiando mais energia numa direcção do que noutra, constituindo a sua directividade uma característica importante da fonte sonora, optámos pela medição do Nível de Intensidade Sonora.

Apresenta-se a seguir uma definição sumária destas grandezas:

6.2.2.1 – Nível de Pressão Sonora [4]; [10]

É uma grandeza medida em dB correspondente a uma pressão sonora “p”, define-se por:

$$L_p = 10 \log \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 \quad \text{para } p_0 = 20 \cdot 10^{-6} \text{ Pa, onde: } L_p = 20 \log \left(\frac{p}{20 \cdot 10^{-6}} \right)$$

$$L_p = 20(\log p - \log 2 \cdot 10^{-5}); \quad L_p = 20(\log p - 5 \log 20); \quad L_p = 20 \log p + 130 \text{ dB}$$

Em que:

L_p varia com a distância entre a fonte, o ponto de medida e as condições ambientais

6.2.2.2 – Nível de Potencia Sonora [4]; [10]

É uma grandeza relativa, medida em dB que se obtém pela seguinte expressão:

$$L_w = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad \text{para uma potencia de referencia: } W_0 = 10^{-12} \text{ W}$$

$$L_w = 10 \log \left(\frac{W}{10^{-12}} \right); \quad L_w = 10(\log W + 12 \log 10); \quad \text{então: } L_w = 10 \log W + 120 \text{ dB}$$

6.3 – Medição da intensidade sonora [4]

A intensidade sonora (I) em qualquer ponto de um campo sonoro é dada pelo fluxo de energia sonora por unidade de área, numa dada direcção e expressa em W/m². É uma grandeza vectorial caracterizada por uma direcção, um sentido e um módulo.

A pressão e a potência sonoras são grandezas expressas por um valor escalar, todavia as medidas da grandeza intensidade sonora, apresenta as seguintes vantagens:

- Realizam-se perto das fontes, em qualquer ambiente
- Não exigem ambientes especiais para a sua avaliação
- Podem medir-se em ambientes de ruído de fundo moderado ou alto

- A sua medida serve para identificar e localizar as fontes de ruído, já que esta grandeza apresenta características direccionais do fluxo de energia sonora.

A intensidade sonora num ponto determinado, medida na direcção perpendicular em relação à área considerada, através da qual flui energia sonora, é dada por: $I = p \cdot u$ em que:

p – pressão sonora no ponto considerado

u – velocidade das partículas nessa direcção

Por seu lado, em campo livre, a relação entre a intensidade sonora e a pressão sonora quadrática média é dada por: $I = p^2 / \rho \cdot c$ em que:

ρ – densidade do ar

c – velocidade do som

Assim e de acordo com as expressões anteriores para determinar a intensidade sonora, torna-se necessário medir a pressão sonora “ p ” e a velocidade das partículas “ u ” simultaneamente e no mesmo ponto do campo acústico. Os transdutores a utilizar devem ser os menores possíveis para não alterar o campo acústico a medir e como é impossível colocá-los no mesmo ponto, a medida da intensidade acústica implica a aceitação de alguns compromissos.

O equipamento utilizado utiliza transdutores de pressão sonora (microfones) para medir a pressão sonora e a velocidade das partículas. Esta última é medida no ponto intermédio de cada par de microfones através da relação entre a velocidade das partículas e o gradiente de pressão que exprime a taxa com que a pressão instantânea varia com a distância.

O gradiente de pressão sonora: $\partial p / \partial \gamma$, pode avaliar-se considerando a diferença da medida da pressão sonora em cada par de microfones vizinhos, dividindo o resultado pelo intervalo de afastamento de montagem entre eles.

$$\frac{\partial p}{\partial \gamma} \cong \frac{p_B - p_A}{\Delta \gamma} = \frac{\Delta p}{\Delta \gamma}$$

Esta expressão, denominada como: “aproximação por diferença finita” (constitui um dos compromissos estabelecidos neste método) em que.

p_A – pressão sonora medida no microfone A

p_B – pressão sonora medida no microfone B

$\Delta \gamma$ – distância de montagem entre ambos os microfones

permite avaliar a velocidade das partículas “ u ” medida no centro acústico da sonda limitada por estes dois microfones, através da seguinte expressão:

$$u = -\frac{1}{\rho} \int \frac{p_B - p_A}{\Delta \gamma} dt$$

Em que “ ρ ” é a densidade do ar no local

A pressão sonora no mesmo intervalo é determinada através da média aritmética simples lida em cada um dos microfones “A” e “B”

$$p = \frac{p_A + p_B}{2}$$

Com os valores assim encontrados de “ p ” e de “ u ” determina-se a intensidade sonora naquele ponto pela expressão: $I = p \cdot u$ donde, integrando em função do tempo obtém-se o valor da intensidade sonora a partir da seguinte expressão:

$$I_t = -\frac{1}{2T} \int \left[(p_A + p_B) \frac{1}{\rho \Delta \gamma} \int (p_B - p_A) dt \right] dt$$

Para a avaliação do ruído foi constituída uma estrutura de suporte para quatro pares de microfones, denominada por: “antena”, tal como mostrado na figs. 6.3; 6.4 e 6.5, e detalhadamente mostrado no Apêndice 1, localizada na posição de trabalho do operador, em frente da máquina MAX e das outras posições de trabalho já referidas.

Todavia este relatório reporta em pormenor o trabalho realizado no conjunto de máquinas de produção de cigarros: PROTOS + SE + VE + MAX, extrapolando para as outras máquinas de empacotamento a descrição das acções e dos resultados alcançados.

O sinal captado por cada microfone foi digitalizado no analisador de intensidade sonora e processado por um algoritmo que relaciona os sinais de cada par de unidades montadas em posições coordenadas nos eixos X; X' e Y; Y'.

O analisador realiza a integração da medida e os cálculos indicados na equação anterior.

As sondas de medida de intensidade sonora [4] são constituídas por pares de microfones idênticos de alta qualidade, devendo cada um deles ter uma resposta que seja independente da direcção de incidência do som.

A montagem dos microfones foi feita num suporte denominado por; “antena” (figs. 6.3; 6.4 e 6.5), numa configuração do tipo lateral, isto é, os sensores de pressão sonora ficaram instalados sobre os braços da antena, o que tem as seguintes vantagens:

- Os diafragmas sensores podem colocar-se muito próximos da fonte de ruído
- Cada sonda pode girar sobre o seu eixo para comprovar o campo

As desvantagens que se poderão apontar a este método são que:

- O afastamento entre microfones não pode ser muito reduzido (0,1 m foi o valor usado)
- Cada microfone constitui um elemento reflector relativamente aos seus vizinhos.

Todavia, a possibilidade de montagem da “antena” em posições muito próximas da fonte de ruído (simulando a posição do operador no posto de trabalho) foi a característica que determinou a sua escolha.



fig. 6.3 – Antena de microfones e aparelhagem de medida em “rack”

Característica dos microfones utilizados na “antena” de medida [3]; [4]:

- Resposta de incidência frontal com característica de directividade em forma de “8”
- Diâmetro de membrana: 13 mm
- Resposta em frequência: 20 – 20 000 Hz
- Marca: Brüel & Kjaer

O equipamento colector de sinais, digitalizador e processador do algoritmo de interpretação do ruído captado pela “antena” também é da marca; Brüel & Kjaer.

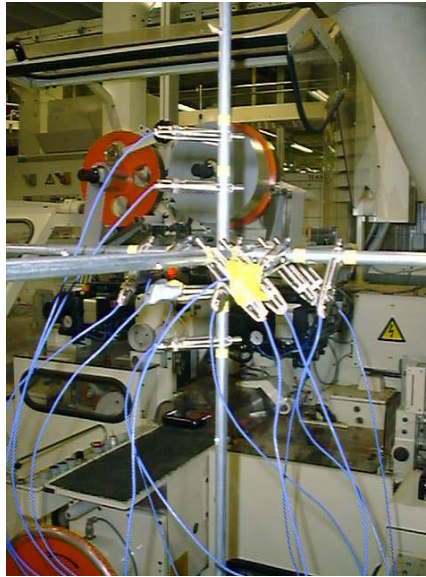


fig. 6.4 – Antena de microfones



fig. 6.5 – Pormenor das ligações de um par de microfones

A recolha dos valores medidos de intensidade acústica, (fig. 6.6) ruído processado pela “antena”, para a área frontal das máquinas: MAX e SE estão colectados na Tabela 6.2 a seguir apresentando, valores com intervalo de 0,2 m entre centros de captação.

Outro valor qualquer poderia ter sido considerado, aumentando por exemplo para 0,3 m de afastamento, ou reduzindo para 0,1 m, o mapa de ruído colectado, por hipótese.

Todavia este valor foi escolhido em conformidade com a dimensão e localização das fontes de ruído a medir, relativamente ao local de captação e considerando ser possível obter resultados com razoável precisão.

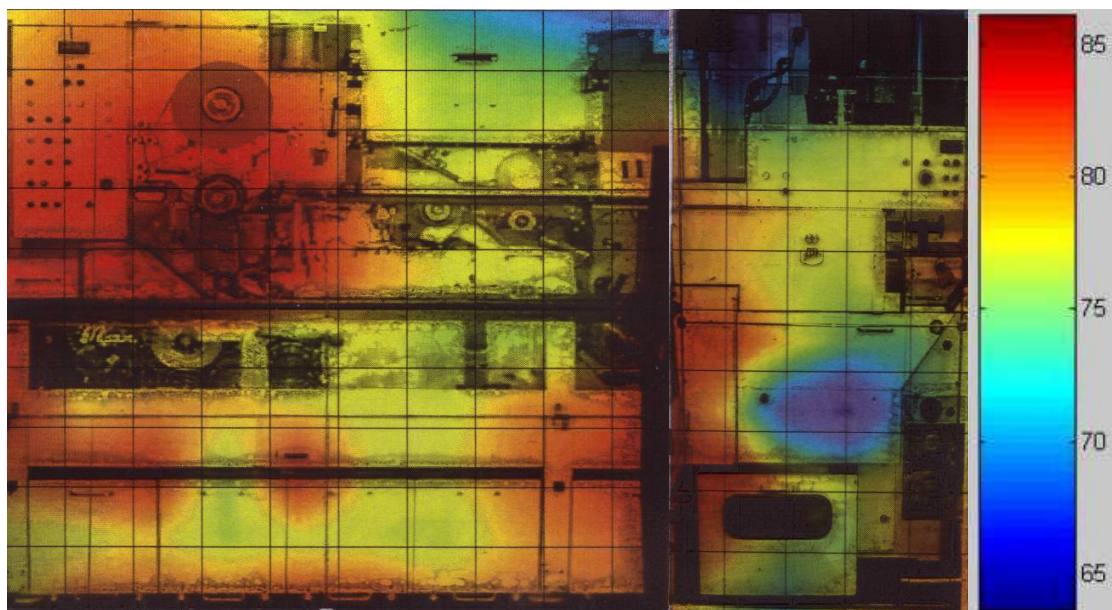


fig. 6.6 – Transcrição cromática da pressão acústica na MAX e SE

Tabela. 6.2 – Valores medidos de intensidade acústica na MAX e SE

2.0 m	1.8 m	1.6 m	1.4 m	1.2 m	1.0 m	0.8 m	0.6 m	0.4 m	0.2 m	0.2 m	0.4 m	0.6 m	0.8 m	1.0 m	
78,5	79,8	79,9	78,5	77,3	77,5	73,1	71,8	70,1	68,8	65,8	68,5	69,3	70,3	73,1	2.0 m
79,6	80,5	81,2	81,0	80,5	78,5	76,6	76,1	75,5	76,1	68,1	72,7	74,0	73,9	74,5	1.8 m
81,4	82,1	83,9	83,9	82,3	79,1	77,0	77,5	78,8	80,5	77,0	75,6	76,9	77,4	77,6	1.6 m
82,8	83,2	84,6	86,1	84,0	79,8	77,8	79,0	77,8	80,5	79,6	78,8	77,8	77,8	79,6	1.4 m
83,3	84,0	85,6	86,0	83,1	79,6	78,2	77,5	77,5	80,3	79,3	77,5	77,0	79,6	80,7	1.2 m
83,5	78,2	78,5	78,2	76,6	78,1	76,5	76,6	77,5	83,3	82,2	78,5	74,7	74,0	77,5	1.0 m
82,7	78,8	79,6	79,2	78,5	77,8	77,5	79,6	80,5	83,3	78,7	67,8	63,6	73,1	77,0	0.8 m
80,7	81,8	82,9	76,6	82,8	78,2	78,2	80,1	81,8	84,8	84,2	78,8	77,0	78,5	78,8	0.6 m
77,6	77,8	78,8	77,0	77,8	77,5	77,0	79,2	80,1	81,8	80,3	76,1	75,5	80,1	80,1	0.4 m
78,0	80,8	80,8	81,0	82,0	81,8	80,1	80,1	80,1	80,1	76,5	73,0	78,5	79,2	80,3	0.2 m

MAX, SE

Os pontos quentes da face frontal deste conjunto de máquinas, MAX e SE, (que realizam a inversão dos troços de cigarro cortados, e a aplicação do filtro) foram identificados tanto, através dos valores registados na Tabela 6.2 de recolha dos valores medidos na “antena” como na representação de exposição colorida correspondente com as intensidades sonoras medidas como mostra a fig. 6.6.

Foram realizadas também análises em frequência das intensidades sonoras, bem como nas outras posições de trabalho.

As medidas referentes ao conjunto de cigarros, são mostradas no Apêndice 2.

Adicionalmente, o equipamento utilizado também permite fazer uma interpretação cartográfica da intensidade do ruído em modo 3D [3], tal como representado na fig. 6.7, sendo representado como um volume facetado, de acordo com os valores da intensidade sonora em cada direcção, podendo inferir-se dois tipos de informação:

- Intensidade Sonora – Representada pela tonalidade de cada face constituinte do volume, desde o azul (baixo nível sonoro) até ao vermelho (alto nível) numa escala de 10 dB de intensidade, com início no azul-escuro que representa 75 dBA
- Direcção de incidência sonora – representada por um vector perpendicular a cada face constituinte do volume

Para facilitar a interpretação dos resultados obtidos pela antena o sistema pode apresentar-nos o mapa individual de cada ponto em análise, ou o volume significativo da intensidade sonora implantado no local da sua captação.

Para a finalidade deste trabalho optámos por esta possibilidade e foram coligidos os mapas contidos no Apêndice 3, para o conjunto em estudo.

Para completa interpretação do seu conteúdo apresentamos a seguir um exemplo de uma vista detalhada da representação obtida para um ponto de medida.

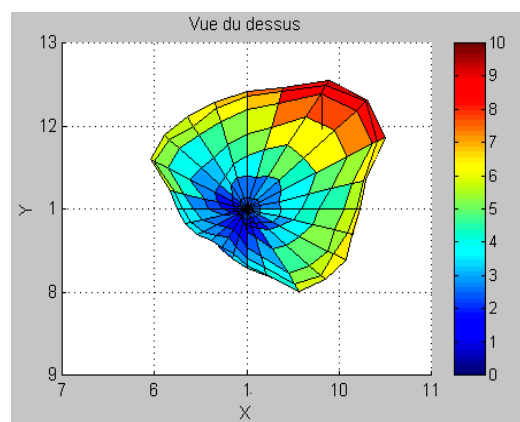


fig. 6.7 – Volume representativo da intensidade sonora – Vista superior

- As diferentes tonalidades do volume representam uma variação dinâmica de 10 dB segundo as direcções dos vectores perpendiculares às faces
- São possíveis três projecções no plano: superior, frente lateral e invertida
- Uma vista em 3D

Conjugando todas as medições efectuadas para cada gama de frequências considerada nas diferentes localizações da antena, quando colocada em cada uma das nove posições seleccionadas como significativas para a avaliação da intensidade sonora, obteve-se o conjunto de medições reunidas no Apêndice 3, das quais se mostra na Fig. 6.8, um exemplo.

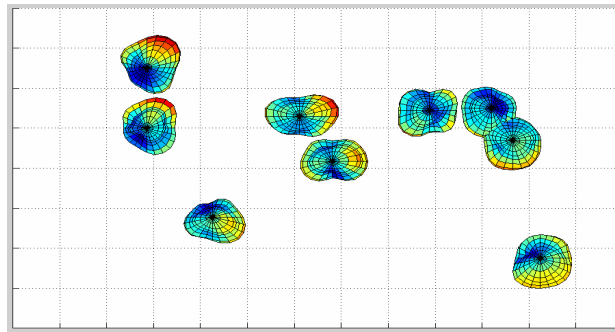


fig. 6.8 – Representação da intensidade sonora nos 9 pontos de medida

Sobrepondo o presente mapa sobre um desenho do conjunto, numa escala adequada, à dimensão dos mapas, obtiveram-se plantas de emissão da intensidade sonora que proporcionam uma visão da distribuição da intensidade do ruído nos pontos de referencia estudados em cada conjunto.

6.4 – Identificação dos órgãos responsáveis pelo ruído

Esta medição permitiu a avaliação do ruído, em diferentes frequências, produzido pelo conjunto das máquinas MAX / VE / SE em laboração simultânea, onde pode observar-se que o intervalo de frequências predominante do som emitido se encontra entre os 500 Hz e os 4000 Hz.

Da análise da medida da pressão sonora e da observação visual do funcionamento das máquinas, ressalta que, as principais contribuições para o ruído de funcionamento são produzidas predominantemente pelos órgãos a seguir referidos [8].

- Ventilador de inversão dos troços de cigarro, da VE
- Toda a máquina SE
- Ventilador principal da MAX
- Sector de laminas de corte dos troços (cigarros) da MAX
- Transmissão mecânica de movimento da MAX

Os valores totais do nível de pressão sonora, medidos para a MAX / VE / SE e apresentados na fig. 6.6 são muito baixos (valor máximo instantâneo de 86,1 dB) quando confrontados com o valor limite (M_{axpico}) da legislação (140 dB), pelo que pode concluir-se que sendo este o tipo de ruído generalizado no área fabril, devido à semelhança entre os equipamentos instalados, (ruído constante com fraco valor impulsional) este parâmetro não se verifica ser problemático na avaliação acústica realizada.

Relativamente à medição do Nível de exposição pessoal diária de um trabalhador ao ruído durante o período laboral; $L_{EP,d}$, e considerando que este é variável com [7]:

- A localização do ponto de medida
- A proximidade dos outros equipamentos
- A potencia e velocidade de funcionamento desses mesmos equipamentos no instante da medição
- Com o ruído ambiente existente na área produtiva (resultante do somatório logarítmico de todas as fontes operando em simultâneo)

Este nível deverá ser ponderado através de um estudo que contabilize o tempo relativo à presença do trabalhador junto aos equipamentos fonte de ruído de modo a poder determinar-se com precisão qual o nível de ruído global a que este está exposto, de forma a poder ser comparado com o limite referido na legislação.

De acordo com o ponto 4º, do capítulo 6. “Considerações Finais” do Relatório das Condições Acústicas na Fabrica de Albarraque, realizado pela SGS em Janeiro de 2003 concluiu-se que:

“... Pela exposição laboral ao ruído dos trabalhadores entendemos que é importante, já que ultrapassam os 90 dBA de exposição na maioria dos postos de trabalho. Isto é, existe um claro problema de higiene laboral, com risco de surdez profissional.

Analisando as percentagens de tempo que os trabalhadores estão expostos aos níveis de ruído, comprovamos que a média global dos trabalhadores permanece o dobro do tempo a níveis sonoros superiores a 90 dBA, do que a níveis inferiores a estes...”

Assim sendo, pode então inferir-se que se o trabalhador se encontra exposto a níveis de ruído muito elevados apenas devido ao ruído ambiente, a necessidade de ser efectuada a ponderação anteriormente referida pode dispensar-se considerando a proximidade deste valor com o nível de acção definido pela regulamentação.

Deste modo os valores lidos junto ao equipamento, através das medições realizadas no âmbito deste trabalho, numa gama de frequências dominante, que maior contribuição oferece para o campo sonoro radiante e que tem impacto directo no operador, situa-se entre os **3400 e os 6800 Hz** e que devem ser reduzidos para valores inferiores aos 85 dBA.

6.5 – Análise das vibrações transmitidas ao solo [2]

6.5.1 – Introdução teórica [2]

As medidas de vibrações foram realizadas nos nove (9) pontos de referência, já caracterizados como sendo os mais críticos locais de carga da máquina sobre o solo, e estão indicados na fig. 6.9.

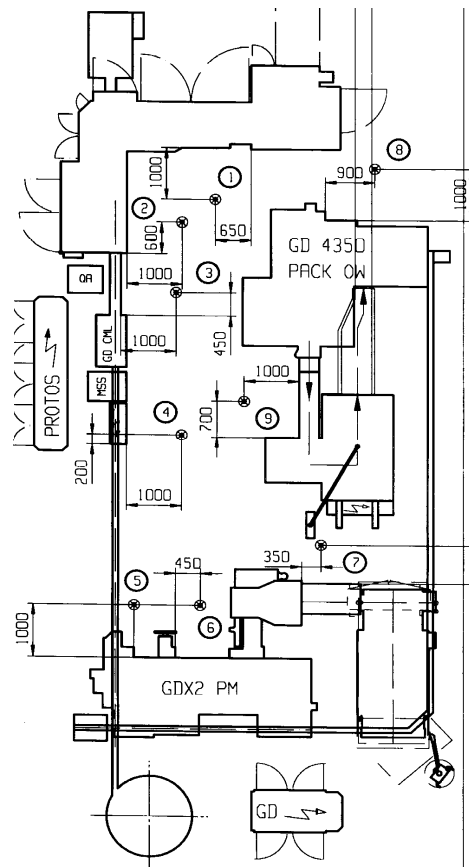


fig. 6.9 – Sinalização dos 9 pontos críticos considerados para análise de vibrações

- Os pontos: 1; 2; 5; 6, 7 e 9 apresentam alto nível de vibração na máquina
- Os pontos: 5; 6, 7 e 9 apresentam alto nível de vibração no solo
- Os pontos: 3; 4 e 8 apresentam níveis intermédios de vibração na máquina e no solo

Todas as máquinas são montadas sobre “silentblocs”, apoios anti-vibráticos, absorsores de energia provocadora de vibrações e de ruído decorrente do seu normal funcionamento.

O primeiro passo desta análise é a determinação da gama de frequências de vibração da máquina e a sua função de transferência para a vibração do solo.

A fig. 6.10 ilustra como as vibrações da máquina são transmitidas ao solo através de um “silentbloc” que serve de apoio num dos pontos de referência.

Trata-se de um sistema elástico amortecido, constituído simbolicamente pela associação em paralelo de mola / êmbolo submetidos à acção de forças exteriores, constantes do tipo periódica sinusoidal, que pode ser analisada em série de Fourier e em que pode aplicar-se o princípio da sobreposição.

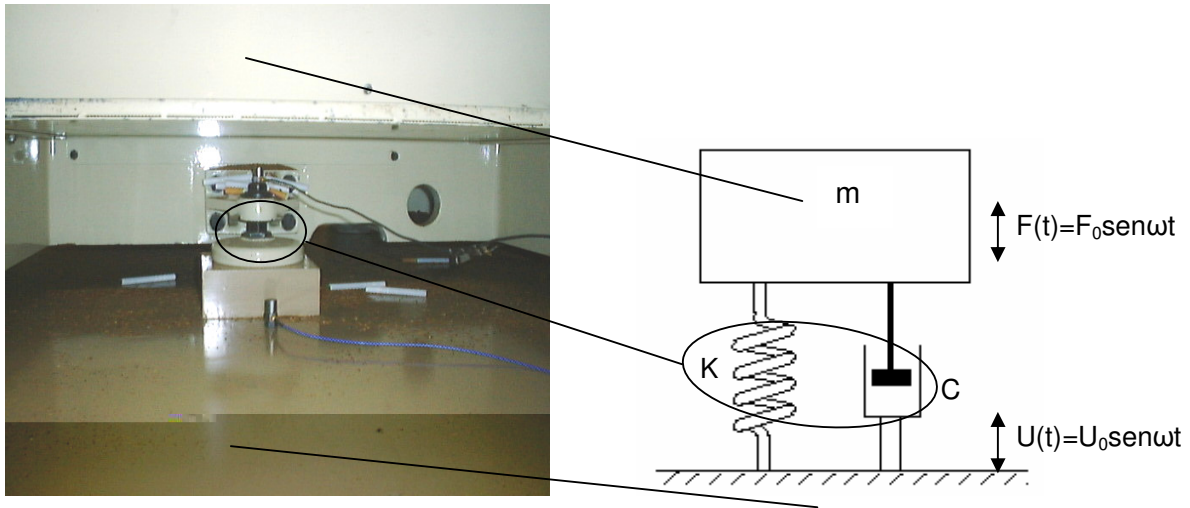


fig. 6.10 – Identificação teórica de um “silentbloc”

Obtém-se o modelo matemático do sistema considerando que em qualquer instante, o somatório das forças que actuam o sistema é nulo, pelo que: $F_i + F_a + F_e + F_t = 0$

Em que: $F(t)$ é a força aplicada, F_i é a força de inércia ($-m \cdot x''$), F_a é a força de amortecimento ($-c \cdot x'$) em que (c) representa uma grandeza constante designada por; “característica de amortecimento” e F_e é a força potencial dada por ($-k \cdot x$).

Neste caso então a equação do sistema será.

$$mx'' + cx' + kx = F_0 \sin \omega t$$

Donde resultará a transmissão de vibração à base representada por: $U_t = U_0 \sin \omega t$.

A frequência de ressonância, (f_0) do sistema ilustrado na fig. 6.4.2 numa condição em que a frequência da perturbação é igual à frequência própria do sistema é dada por:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{Hz})$$

Onde: “k”; constante da mola, vem em (N m^{-1}) e a massa vibrante “m” em (kg)

A frequência de ressonância está relacionada com o deslocamento da mola “x” quando esta é carregada pela massa estacionária “m” de acordo com a seguinte equação:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{x}} \quad (\text{Hz})$$

Onde “g” representa a aceleração da gravidade com o valor de: $9,81 \text{ ms}^{-2}$.

Nesta situação, em que um apoio está sujeito a uma carga em movimento vibratório amortecido torna-se muito importante conhecer a resposta do sistema, bem como a sua relação com a frequência de ressonância e o factor de amortecimento da vibração “ ζ ”. Este define-se como sendo a razão entre a frequência de amortecimento constante “C” e a frequência de amortecimento crítico “ C_c ”, que se exprime como sendo:

$$C_c = 2 \sqrt{k m} \quad (\text{kg s}^{-1})$$

Quando a frequência da oscilação amortecida “ f_d ” varia no tempo, a frequência de ressonância “ f_0 ” relaciona-se com esta segundo a seguinte expressão:

$$f_d = f_0 \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (\text{Hz})$$

No caso da vibração de estruturas de máquinas o amortecimento da frequência de vibração pode ser medido em termos de factor de perda (por atrito); “ η ” que está directamente relacionado com o factor de amortecimento da vibração “ ζ ”, pela relação: $\eta = 2\zeta$ que também pode exprimir-se como sendo o inverso do factor de qualidade do sistema “Q”.

Sem nos alongarmos demasiadamente sobre o aspecto teórico deste fenómeno, diremos ainda que, a transmissibilidade será variável e pode ser observada num sistema de eixos cartesianos, (“T” em função de f_d/f_0), como uma família de curvas para os diferentes valores possíveis do factor de amortecimento da vibração perturbadora “ ζ ” como mostrado na fig. 6.11 em que:

f – frequência de excitação da força perturbadora do sistema massa – mola

f_0 – frequência de ressonância do sistema de amortecimento massa – mola

ζ – factor de amortecimento

T – fracção da força de excitação transmitida pela mola para o solo

Abaixo da ressonância, a rigidez do sistema influencia a forma da resposta.

Acima da ressonância, é a massa que dá origem à maior força que se opõe à força de excitação.

Na fig. 6.11, as diferentes curvas [2] representam a resposta do sistema para diferentes valores da razão de amortecimento.

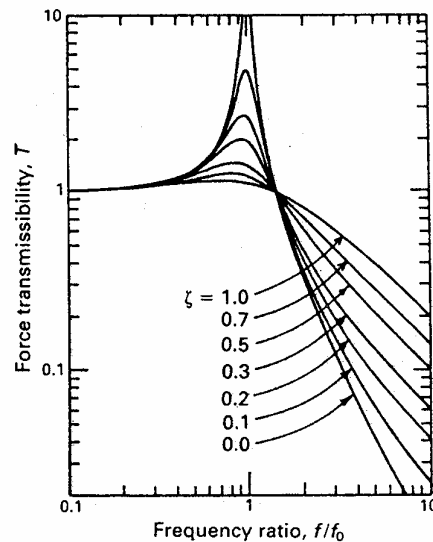


fig. 6.11 – Família de curvas de resposta de um sistema para diferentes amortecimentos

(Figura retirada do livro: Engineering Noise Control – Teory and Praticce: §10.3.1 – Single-degree of freedom system, escrito por: David A. Bies and Colin H. Hansen)

Assim sendo, qualquer que seja a intensidade da força perturbadora, ou a relação: f_d/f_0 mesmo em situação de ressonância, para $f_d = f_0$ o sistema arranca de parado e progressivamente atinge a amplitude máxima, passando momentaneamente pela perturbação de ressonância, provocando no solo uma vibração de frequência e intensidade variável que é função da transmissibilidade; “T” entre o apoio (mola de isolamento) e o solo.

Para cada valor possível de “ ζ ”, a força de transmissibilidade poderá ser encontrada pela seguinte expressão:

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta X)^2}{(1 - X^2)^2 + (2\zeta X)^2}} \quad \text{Para; } X = \frac{f}{f_0}$$

Reportando-nos à fig. 6.4.2, podemos concluir que a transmissibilidade “T” é identificada na prática com o deslocamento da massa “m” do sistema. Então a figura mostra ainda a fracção de amplitude do deslocamento transmitida ao solo através da base do apoio isolante para suportar a massa “m”.

Deste modo a energia transmitida ao solo; “T_E” está relacionada com a força de transmissibilidade; “T_F” e com o deslocamento resultante; “T_D” pela relação; $T_E = T_F \cdot T_D$, considerando; $T_F = T_D$ então; $T_E = T_F^2$.

De igual modo a energia transmitida “T_E” pode ser relacionada com a variação de potência sonora radiada pela estrutura suportada, considerando que a massa “m” está rigidamente ligada ao apoio.

Então: $\Delta L_W = 10 \log T_E$ ou ainda; $\Delta L_W = 20 \log T_F$

Diferenciando a expressão da força de transmissibilidade “T”, podemos encontrar a expressão que nos dá a frequência sonora que resulta no máximo valor de “T” para um sistema vibratório sinusoidal:

$$f_e = \left(\frac{f_0}{2\zeta} \right) \left[-1 + (1 + 8\zeta^2)^{0,5} \right]^{0,5}$$

Para pequenos valores de vibração (dentro do limite elástico dos materiais); $f_e = f_d = f_0$

6.5.2 – Sensores de medição das vibrações

As medidas foram efectuadas tanto do lado do emissor, (lado da máquina) como do lado do receptor (pavimento de apoio do equipamento) em nove (9) pontos de referência que caracterizam os apoios estruturais da máquina com maior responsabilidade no caminho de transmissão de vibrações à base.

As máquinas assentam no pavimento através de “SilentBlocs” (amortecedores de vibrações) por onde a energia de vibração flui para o solo e gera ruído que se propaga pela superfície radiante. Todavia esta transmissão de ruído pode ser modificada pela optimização do efeito de filtragem deste elemento vibrante de apoio, para o qual deve ser determinada a gama de frequências produzida pela máquina.

6.5.2.1 – Acelerómetros piezoeléctricos [2]; [4]

Os sensores utilizados para esta determinação são constituídos por acelerómetros piezoeléctricos, cuja gama de medida tem um alcance de 20 Hz a 10 000 Hz.

Estes dispositivos, são transdutores que convertem o movimento de vibração num sinal eléctrico que é proporcional a um determinado parâmetro da vibração captada. Neste caso o parâmetro sensível é a variação de velocidade (aceleração) do sinal de entrada (vibração sinusoidal)

Na sua forma mais corrente (utilizada neste trabalho) o acelerómetro tem uma forma cilíndrica, cuja base é apoiada na superfície a medir. Lateralmente possui uma tomada coaxial onde é ligada uma ficha que conduz o sinal captado ao cabo de ligação ao aparelho receptor.

Internamente o acelerómetro é constituído por um disco piezoeléctrico, construído por cerâmica policristalina, localizado entre a base (que é encostada à superfície a medir) e uma massa na parte superior. O movimento de vibração (captado pela base) constituído por forças compressoras ou extensoras, actua sobre o elemento piezoeléctrico produzindo um sinal eléctrico que é proporcional à aceleração.

6.5.2.1.1 – Características fundamentais dos Acelerómetros [4]

Frequência de ressonância [4] – É a característica que mais firmemente condiciona a sua sensibilidade, isto é, quanto maior for esta, menor será a sua sensibilidade e mais difícil será proporcionar o amortecimento mecânico.

Devido a isto os transdutores de aceleração possuem um limite de frequência útil correspondente à vibração cuja frequência é inferior à sua frequência natural (de ressonância). Este limite é também função do factor de amortecimento do transdutor de modo que utilizar um destes sensores em condições de funcionamento que excedam este valor provoca distorção do sinal medido.

Para o limite superior de frequências altas mas muito inferiores à sua frequência de ressonância o deslocamento provocado pela vibração é directamente proporcional à aceleração da caixa e independente da frequência.

Para frequências baixas, o ângulo de fase do deslocamento relativo, em relação com a aceleração aplicada é proporcional à frequência se o amortecimento for de cerca de 65% do amortecimento crítico.

A maior frequência fundamental de ressonância de um dispositivo comercial de utilização corrente, é da ordem dos 100 MHz.

Amortecimento [4] – define-se como sendo a relação entre a sensibilidade à sua frequência de ressonância e a sensibilidade na banda de frequência em que esta é independente da frequência. Esta relação depende da quantidade de amortecimento no sistema sísmico e decresce ao aumentar o amortecimento.

A maioria dos acelerómetros piezoelectrónicos não é amortecida e possuem taxas de amplificação entre 5 e 50 ou uma taxa de amortecimento crítico inferior a 0,1.

6.5.2.1.2 – Princípios gerais de medida [4]

De uma maneira geral a medida da aceleração é feita entre as baixas e as médias frequências e requerem alguma atenção para evitar os problemas inerentes.

Por exemplo, para medidas inferiores a 5 KHz o acelerómetro pode ser ligado à superfície a medir através de uma simples fita adesiva em ambos os lados. Inversamente, para a medida no campo das altas-frequências o dispositivo deve ser fixado à superfície por meio de cola epóxida ou mesmo através de parafuso e porca.

Em qualquer situação é fundamental, para que as medidas tenham sucesso no domínio das altas-frequências, que os acelerómetros sejam:

- Firmemente fixados à superfície a medir.
- Que a massa própria do acelerómetro seja desprezável.
- Que as recomendações de montagem do fabricante sejam escrupulosamente seguidas.

6.5.3 – Recolha das medições

As medidas de vibrações executadas permitiram caracterizar as vibrações da máquina e desta ao solo, numa gama entre os 20 Hz e os 10 KHz, tendo sido deliberadamente escolhidos estes limites, para permitir a caracterização dentro da faixa audível, considerando que o objectivo pretendido é a melhoria das condições de trabalho.

Em cada um dos nove pontos considerados foi colocado um acelerómetro para captar as vibrações directamente do pavimento e outro do lado da fonte (colado à máquina com fita adesiva em ambas as faces) na situação mais próxima do ponto de transmissão ao solo.

Ambos os acelerómetros são equipamentos da Bruel & Kjaer cuja curva de resposta em frequência para o sistema de montagem escolhido é a que se apresenta na Fig. 6.12 com uma frequência típica de 10 Hz e foram ajustados para gravar as vibrações transmitidas ao solo segundo um eixo vertical "Z".

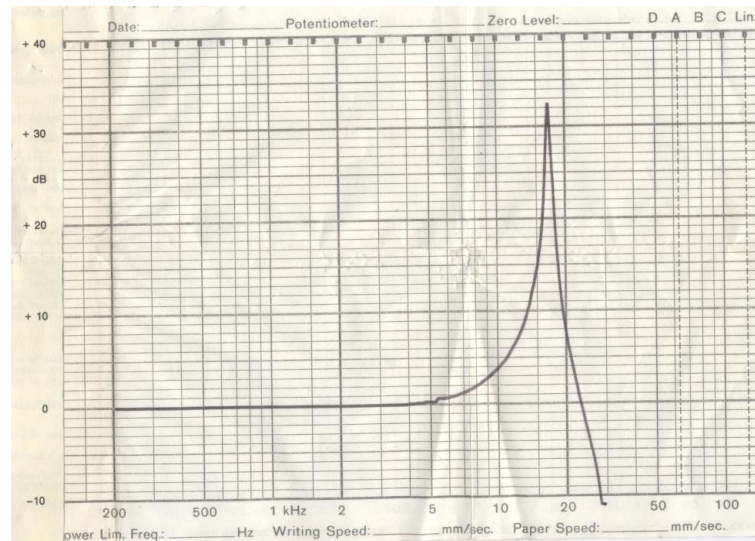


fig. 6.12 – Curva de resposta (transmissibilidade em dB vs. Frequencia em Hz)

Nos resultados medidos deve ser considerado que:

- A escala de frequências considerada não permite qualquer avaliação sobre as vibrações do edifício que estarão tipicamente entre os 0,1 e os 10 Hz.
- A medida efectuada (sobre um eixo vertical “Z”) fornece informações sobre a radiação de ruído potencial do pavimento e da base das máquinas.
- A função de transferência entre a máquina e as vibrações do pavimento não permitem determinar o coeficiente de transmissibilidade intrínseco (“T”) característico do “Silenbloc” porque:

Ambos os acelerómetros não discriminam entre vibrações que se propagam através da base da máquina para o apoio e vibrações dispersas provocadas por outros órgãos mas com efeito no eixo “Z”.

A frequência de ressonância dos apoios está tipicamente numa escala de frequências inferior à medida.

6.5.4 – Análise dos resultados

Os resultados obtidos estão reunidos no Apêndice 4 e permitiram a identificação dos pontos quentes (hot spots) de nível de vibrações encontrados no conjunto em estudo, que foram assinalados na fig. 6.13 a seguir:

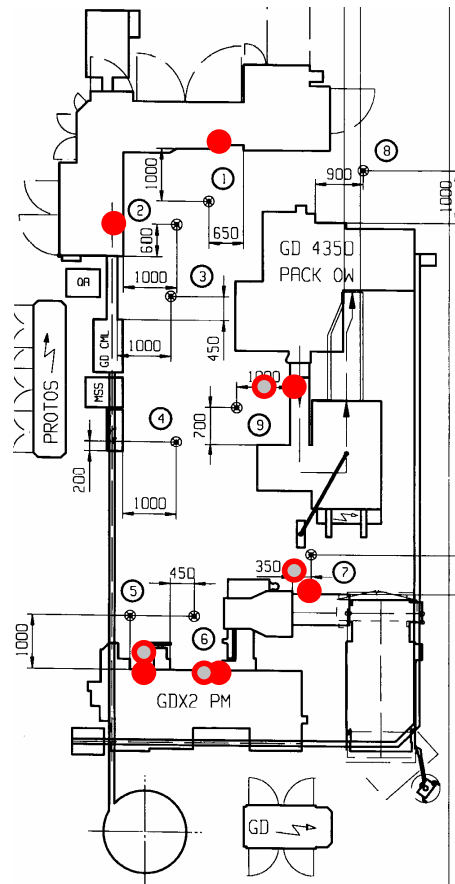


fig. 6.13 – Representação dos pontos quentes do conjunto em estudo

- Nível alto de vibrações na máquina
- Nível alto de vibrações no pavimento

A figura 6.14 mostra a amplitude da vibração segundo o eixo – Z, numa escala de 20 Hz a 10 KHz, gravado nos pontos de referência para avaliação das vibrações.

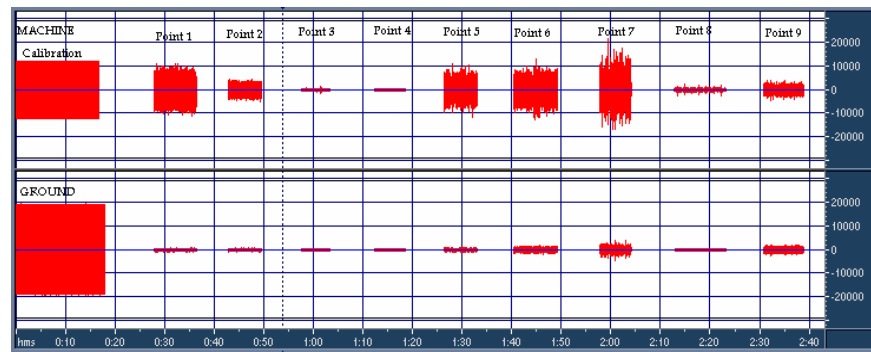


fig. 6.14 – Amplitude das vibrações medidas segundo o eixo “Z”

Nos quadros 6.3 e 6.4 seguintes, assinalam-se as frequências dominantes do nível de vibração medido no conjunto de máquinas e do nível de transmissão destas para o solo.

Tabela 6.3 – Nível de vibração do conjunto

F min (Hz)	20	40	80	160	320	640	1280	2560	5120
F max (Hz)	40	80	160	320	640	1280	2560	5120	10240
Ponto 1		X			X	X			
Ponto 2					X				
Ponto 3									
Ponto 4									
Ponto 5						X	X		
Ponto 6							X		
Ponto 7					X	X	X	X	
Ponto 8									
Ponto 9					X				

Tabela 6.4 – Transmissão de vibrações do conjunto para o solo

F min (Hz)	20	40	80	160	320	640	1280	2560	5120
F max (Hz)	40	80	160	320	640	1280	2560	5120	10240
Ponto 1	X	X	X						X
Ponto 2	X	X	X						
Ponto 3	X	X	X	X	X		X	X	
Ponto 4	X	X	X	X	X	X	X	X	
Ponto 5	X	X	X	X					
Ponto 6	X	X	X	X	X			X	
Ponto 7	X	X	X					X	
Ponto 8	X	X	X						X
Ponto 9		X						X	

Da análise das medições efectuadas, conclui-se que a gama de frequências dominante no âmbito das vibrações, devido ao funcionamento da máquina e da transmissão destas ao solo, bem como da sua contribuição para o ambiente e para o campo sonoro radiante, situa-se entre os **40 e os 320 Hz**.

Em resumo foram estabelecidas cinco questões fundamentais para as quais temos de encontrar respostas adequadas

- Controlo do campo sonoro directo, onde as frequências emitidas pelos “pontos quentes” se situam entre os 1700 e os 6800 Hz.
- Controlo do campo sonoro difuso, onde o ruído de reverberação se situa entre os 850 e os 3400 Hz.
- Controlo do campo sonoro reflectido pelo solo, decorrente da transmissão de vibrações conjunto/solo.

- Controlo do campo sonoro difuso global, devido às reflexões nas paredes e noutros equipamentos vizinhos, também compreendido numa gama de frequências entre os 850 e os 3400 Hz.
- Controlo do campo estacionário, no mínimo de três contribuições predominantes com frequências entre os 1700 e os 6800 Hz.

Os órgãos responsáveis pelo ruído medido foram identificados em função da frequência e estão coligidos na Tabela 6.5.

Tabela: 6.5 – Identificação das fontes de vibração no conjunto

		425 a 850 Hz	850 a 1700 Hz	1700 a 3400 Hz	3400 a 6800 Hz
Ponto 1	frente esq.				cabeçote de corte, venturi de entrada, abeçote de medida
	frente drt.	Ventilador VE, reflexões	Ventilador VE, reflexões		
Ponto 2	frente				tambor da MAX, aplicadora do filtro
	frente drt.		orgão CML	cabeçote de corte	
	trazeira	celofanadora, reflexões	celofanadora, reflexões		
Ponto 3	lateral esq.	canal de despoeiramento da MAX			
	frente	canal da MAX p/ despoeiramento			
	trazeira	reflexões	reflexões	transportador da VE	celofanadora, reflexões
Ponto 4	lateral esq.	GDX2			
	frente esq.		orgão CML		
	trazeira esq.			orgão ABS	
	trazeira drt.			orgão ABS	insensor de código
	lateral drt.	MAX			
Ponto 5	frente esq.				entrada da GDX2
	trazeira esq.		canal vertical de ar da MAX	canal vertical de ar da MAX	
	trazeira drt.	construção da caixa, canal MAX			
Ponto 6	trazeira	reflexões	reflexões	reflexões	
	frente				entrada da GDX2 e zona de codificação
Ponto 7	trazeira esq.	ventilador de entrada na caixa	ventilador de entrada na caixa		
	frente esq.	despaletizador	despaletizador		
	trazeira drt.			elevador de maços	
	frente				tambor multifunções da GDX2
Ponto 8	trazeira esq.	canal da MAX p/ despoeiramento			
	trazeira			reflexõe VE. transport. de fundo	
	frente drt.				acessório GD4350
Ponto 9	lateral esq.	celofanad. VE/SE	celofanad. VE/SE		
	frente esq.				celofanadora
	frente drt.				entrada na caixa

Os órgãos identificados, por corresponderem a órgãos com influência directa no funcionamento da máquina, terão de ser intervencionados no âmbito do programa MANCO (MAker Noise COntrol) quer no aspecto do seu desenvolvimento (se for encontrada alguma viabilidade para o seu redesenho e concepção) como no seu alojamento na máquina e no seu confinamento no interior desta.

No âmbito deste trabalho cabe somente uma intervenção externa que consiga reduzir o campo sonoro com directa incidência no ambiente e no operador.

Por outro lado, as soluções encontradas não podem ser desenvolvidas no local de trabalho, (a produção de cigarros e a normal utilização dos equipamentos não pode sofrer constrangimentos exógenos à sua actividade) pelo que todas as acções têm de ser

desenvolvidas e ensaiadas no conjunto destinado para testes, bem como a validação das opções tomadas têm de ser obtida por métodos não invasivos do parque produtivo e sempre que levado a cabo, estabelecido como principio irrevogável que qualquer máquina intervencionada terá de funcionar em produção normal de acordo com o plano de produção estabelecido e sem quaisquer constrangimentos ou particularidades adicionais que dificultem, ou alterem, a tarefa do operador.

Apesar de compreensível, esta condição iria inviabilizar, ou pelo menos dificultar à partida, o controlo do campo sonoro difuso global, onde a interposição de obstáculos e de anteparas absorvedoras de som são o meio principal de intervenção, todavia esta premissa veio posicionar a resolução dos problemas no controlo das fontes de ruído, na sua origem, por alteração ou confinamento destas, como se indica nos capítulos seguintes.

7.0 – SOLUÇÕES ACÚSTICAS A CONSIDERAR

O tratamento dos problemas enumerados e quantificados pelo trabalho realizado não têm uma solução fácil nem única e também, tal como vem referido na legislação portuguesa (Cap. 3) o estabelecimento de um plano de redução de ruído deverá passar pela adopção de diferentes soluções tanto na vertente acústica como na vertente vibratória, que sejam complementares e ambas conducentes com o objectivo comum de redução do nível global de ruído ambiente.

Decorrente da natureza e compromissos da empresa as soluções encontradas serão desenvolvidas em duas vertentes: a primeira e mais importante, a redução do ruído das fontes, (cujas soluções passam pelo envolvimento dos fabricantes na eventual alteração de alguns órgãos funcionais) e a segunda, ao nível local no âmbito das medidas gerais de redução da transmissão de ruído pela área fabril, tendo sido enumeradas as seguintes possibilidades.

7.1 – Propostas para a redução do ruído difuso [4]

7.1.1 – Tecto acústico [4]

Este tipo de solução tem a função de reduzir a reflexão das ondas sonoras emitidas pelos equipamentos (redução do ruído difuso) por intermédio do revestimento do tecto por um material de elevada absorção acústica. Todavia, devido ao facto de a iluminação da nave fabril ser do tipo encastrado na altura em que esta solução foi colocada, ela não pode ser adoptada.

7.1.2 – Paredes acústicas [4]

Implica o revestimento das paredes por material com elevada absorção acústica e destina-se a reduzir a reflexão das ondas sonoras emitidas pelos equipamentos (contribui para a redução do ruído difuso).

Alternativamente, poderia ser muito eficaz a instalação de anteparos acústicos com uma altura de três metros, com material absorvente em ambas as faces que separassem processos ou linhas de fabricação.

Entendemos que esta solução seria a mais eficiente do ponto de vista do controlo do ruído, mas teria um efeito negativo na dinâmica da actividade produtiva sendo necessário negociar com a produção, um assunto sobre o qual ela já se pronunciou claramente.

Considerando ainda que o ambiente interior das áreas produtivas é moderadamente empoeirado, (lembremo-nos que os cigarros são produzidos com tabaco que foi secado e condicionado para o efeito, entrando na máquina com um valor óptimo de 13% de humidade residual, o que do ponto de vista da planta, pode ser considerado como uma folha seca) o revestimento das paredes com uma superfície não polida nem rígida implicaria problemas de higiene que teriam de ser resolvidas com relativa dificuldade.

Aliás, esta razão inviabilizou igualmente a adopção por outras soluções a seguir enunciadas, com particular incidência para o pavimento acústico tendo sido um capítulo particular no desenvolvimento deste estudo e para onde foi canalizado parte do investimento.

7.1.3 – Pavimento acústico [4]

Este tipo de solução pretende reduzir a reflexão das ondas sonoras ao nível do pavimento, através da criação de um pavimento falso, (colocado sobre o pavimento verdadeiro, onde se localiza o assentamento dos equipamentos) constituído por materiais de elevada absorção acústica.

Esta solução foi estudada e testada no âmbito do programa DEAF (DEdicated Acoustic Floor) e este estudo dedica-lhe um capítulo, todavia a sua aplicação não mostrou viabilidade pelos fracos resultados de absorção acústica obtidos, bem como pelos incómodos adicionais causados ao processo produtivo e aos trabalhadores, devido à sua dimensão, disposição na área e dificuldade de limpeza, como mais tarde apresentamos a demonstração fotográfica da sua aplicação.

7.1.4 – Elementos absorsores acústicos de suspensão [4]

Esta solução (semelhante em finalidade ao tecto acústico) permitiria contribuir para a redução do ruído difuso, provocado pela reflexão dos equipamentos. Estes elementos são constituídos por superfícies que promovem a absorção das ondas sonoras e são suspensos verticalmente do tecto.

Os elementos absorventes comerciais podem ser rectangulares ou de forma cilíndrica. Estes últimos são preferíveis porque têm um coeficiente de absorção mais elevado em baixas frequências e para a mesma área possuem um maior rendimento devido à sua forma que apresentam condições de absorção omnidireccional.

Do ponto de vista intrínseco podem ser colocados mais facilmente do que as placas rectangulares e a sua manutenção é mais fácil e efectiva, já que periodicamente se pode substituir os revestimentos exteriores, mantendo a sua eficácia acústica em conjunto com um óptimo aspecto físico.

Estes problemas são de difícil resolução noutros tipos de elementos absorventes.

Todavia para esta utilização e para esta industria específica, os principais inconvenientes são do mesmo tipo dos já apontados para o tecto e paredes sonoras, além do baixo rendimento obtido, a sua constituição promove a acumulação do pó de tabaco libertado pelo processo para o ar ambiente, degradando o nível de higiene do recinto fabril.

Por outro lado, é fácil concluir-se que devido às posições do operador relativamente aos conjuntos produtivos durante a jornada de trabalho, a maior parte da energia sonora que os atinge é recebida directamente da máquina e não da reflexão desta nas paredes, tecto ou pavimento do recinto fabril, pelo que se torna fundamental desenvolver as soluções preconizadas pelo projecto MANCO, as soluções que actuem directamente nas fontes de ruído, como forma principal de redução do ruído gerado e emitido pelos equipamentos.

7.2 – Soluções encontradas para a redução do ruído

Estabelecemos como objectivo principal deste projecto, a redução de $\pm 10\text{dB}$ no conjunto de máquinas de fabrico e empacotamento de cigarros (PROTOS 80; MAX/VE/SE; GDX2; GD4350) através da implementação da combinação de várias soluções técnicas que conduzam à redução do ruído ambiente

Decorrentes do estudo elaborado foram identificadas as seguintes zonas emissoras de ruído nos conjuntos, que devem ser objecto de intervenção [6]; [8]:

- “Câmara da formação da mangueira de tabaco”, designadamente na área da fonte de sucção da VE.
- “Corte dos troços de cigarro”, zona de afiamento das lâminas circulares devido à fricção das mós na MAX.
- “Sistema de corte do filtro”, também devido ao sistema de afiamento das lâminas na MAX.
- “Área de sucção dos talos de tabaco”, para o circuito principal de extracção de “scraps” (tudo o que não seja tabaco).
- “Ventiladores de extracção”, na nervura, do pó de tabaco e dos “scraps”.
- Conjuntos das rodas de formação dos maços, nas máquinas GD X1 e X2
- Dispositivos de comando e válvulas de controlo accionadas por ar comprimido, em diferentes servomecanismos das máquinas GD X1 e X2 constituindo fontes pontuais de ruído.
- Vibração de diversos resguardos de protecção e segurança de pessoas em diferentes equipamentos.

A primeira acção executada, antes da realização das principais alterações previstas no âmbito deste projecto, foi colocar os equipamentos em teste nas melhores condições de funcionamento possíveis, do ponto de vista mecânico e otimizar ou reparar os seguintes pontos, cronicamente deficientes devido ao uso, em todas as máquinas:

- Substituição das juntas de borracha dos resguardos de protecção das superfícies metálicas de encosto
- Substituição das protecções danificadas que não realize um encosto perfeito entre superfícies confinantes.
- Eliminação de toda as aberturas que existam na envolvente da máquina.
- Montagem de juntas de borracha nas zonas aplicáveis de encosto ou junção de superfícies metálicas, com particular incidência em todos os resguardos de protecção que os não possuam de origem.
- Afinação dos circuitos de aspiração por vácuo dos tambores de transferência
- Eliminação das fugas de ar comprimido e montagem de unidades silenciadoras nas zonas de escape.
- Eliminação das perdas de vácuo, por sujidade ou outro motivo, em todos os circuitos.
- Alteração da forma dos resguardos de protecção, (subdivisão e travamentos das superfícies lisas) do órgão de “corte dos filtros e afiamento das laminas” nas MAX.

As alterações anteriormente enumeradas embora contribuindo para a redução do ruído produzido pela máquina têm um cariz eminentemente mecânico, isto é, deveriam ser executadas nas acções de manutenção normal, pelo que, somente são mencionadas neste relatório a título informativo, tendo em conta que este trabalho não deve contemplar soluções que tenham em conta os efeitos do aumento do ruído, provocados por aquelas deficiências.

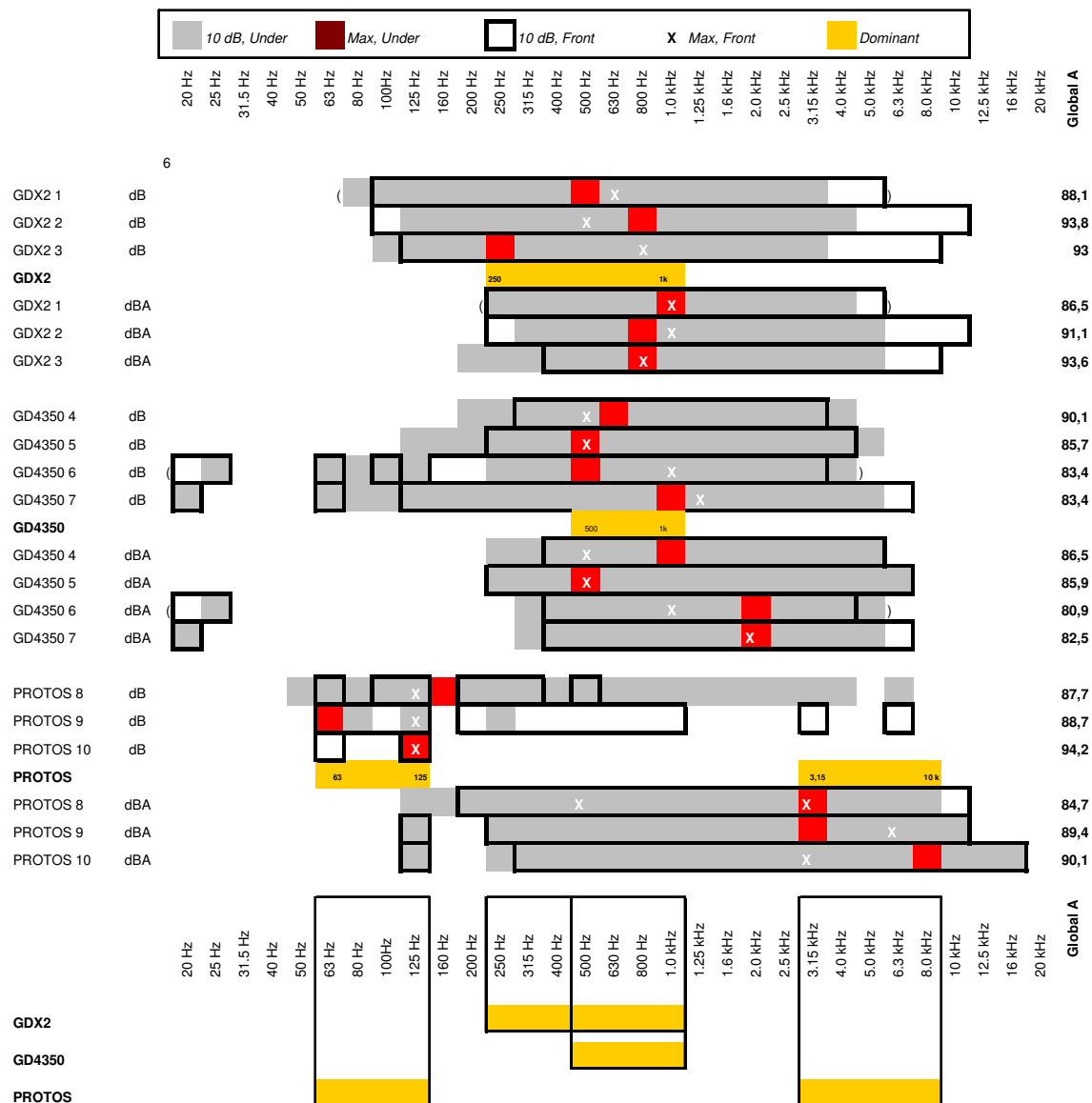
Assim, com base nas medidas efectuadas, foi estabelecida a Tabela 7.1, que evidencia o valor do ruído dominante em função da frequência e do local onde foi medido.

Em função dos locais de aplicação das medidas e de outras considerações de carácter prático relativamente à operacionalidade dos equipamentos, foram eleitos 5 materiais, a seguir enumerados, cuja associação em painéis pode conduzir à obtenção da solução pretendida:

- Lã mineral com revestimento têxtil de 30 mm, comercialmente designado por PBA

- Lã mineral com papel numa face de 40 mm, comercialmente designado por HDF ISOVER
- Placa de Apiphon de 20 mm de espessura
- Prancha de aglomerado de madeira “Novopane” de 22 mm de espessura, revestida com uma camada de 3,2 mm de “Pavatex”
- Placas de espuma de borracha natural com 32 mm de espessura

Tabela 7.1 – Gamas de frequências dominantes das medidas realizadas



Os materiais anteriormente designados foram combinados em diferentes soluções de montagem a seguir indicadas:

Aplicação de abas de borracha nas zonas das orlas inferiores dos equipamentos PROTOS MAX e GD, como indicado na Fig.7.1

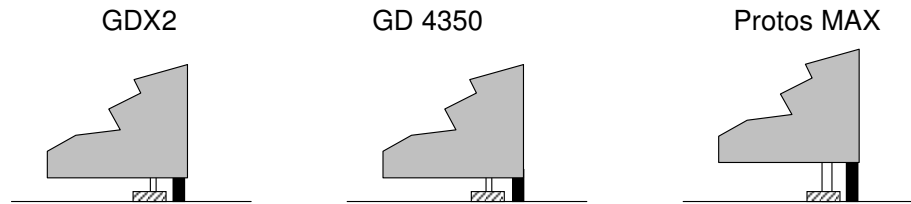


fig. 7.1 – Abas de borracha na frente /chão dos conjuntos

Aplicação de painéis de absorção acústica por debaixo das máquinas Protos MAX e GD como indicado na fig. 7.2

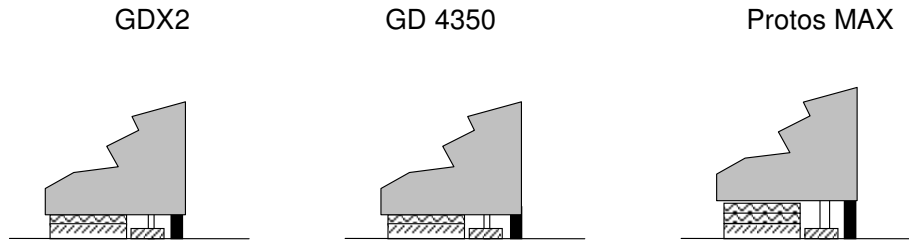


fig. 7.2 – Painéis de absorção acústica sob as máquinas

Montagem de resguardos de protecção acústica nas máquinas Protos VE/SE e MAX e alteração e revestimento interior dos resguardos de protecção da máquina GD.

A fig. 7.3 ilustra um esquema da medida a executar:

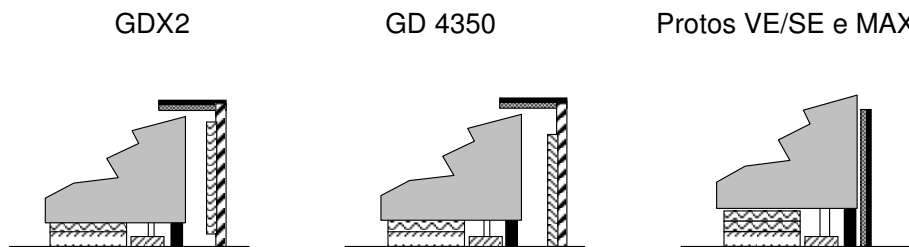


fig. 7.3 – Painéis de absorção acústica na frente das máquinas

Tal como anteriormente estabelecido os resguardos não podem alterar o perfil exterior de origem das máquinas intervencionadas pelo que este revestimento insonorizador deverá ser estabelecido no interior dos painéis de revestimento exterior, que constituem a envolvente de cobertura da estrutura das máquinas.

A legenda apresentada na fig.7.4 identifica cada um dos materiais indicados nos esquemas de tratamento acústico.

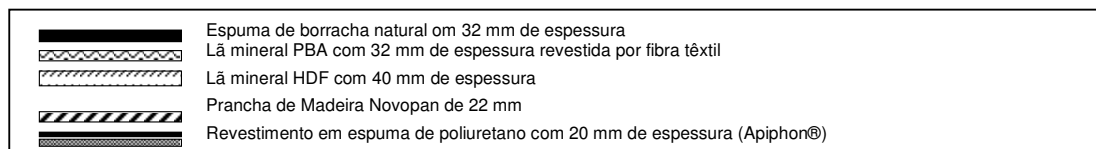


fig. 7.4 – Identificação dos revestimentos

7.2.1 – Propriedades gerais dos materiais absorsores de som [4]

O som é uma forma de propagação de energia através do ar, assim, quando as ondas sonoras encontram uma superfície de um corpo no seu trajecto, uma parte da energia incidente é absorvida pelo material na forma de calor, tal como todos os outros materiais em diferentes condições, de acordo com as suas características particulares. No caso dos materiais acústicos, caracterizam-se pela sua capacidade particular de absorção de grande parte da energia sonora que sobre eles incide.

Esta capacidade é devida de uma maneira geral, ao grau de porosidade do material constituinte. Quando uma onda sonora penetra num material desta natureza, a amplitude de vibração das moléculas de ar é progressivamente amortecida pela fricção contra as superfícies das fibras, ou das partículas, que constituem a superfície porosa ou resistente à transmissão linear da energia sonora incidente.

Esta resistência depende directamente das características do material e do seu comportamento relativamente ao fluxo de ar directo que incide sobre ele dentro de certos limites para que a absorção de energia tenha o seu valor máximo.

Assim para um dado material se a resistência acústica (expressa em: pascal-segundo/cm³ e se define como a queda de pressão de um fluxo de ar que passa através de uma membrana porosa) é demasiado alta, a energia sonora não pode passar através dela e não se dissipará, por outro lado, se for demasiado baixa o fluxo sonoro não encontrará suficiente fricção para se dissipar, pelo que o valor óptimo desta característica para uma dada atenuação da energia sonora, varia com a frequência, com a espessura da camada e com o método de montagem do material na placa atenuadora.

Outro factor que afecta a absorção do som, na gama de frequências baixas (... até 250 Hz) é a espessura da camada absorvente entre a face de incidência do som e a face posterior rígida, de suporte da camada absorssora. O volume de ar contido entre estas duas faces

comporta-se como uma câmara-de-ar, que para uma dada espessura, provoca uma redução do coeficiente de absorção a baixa frequência com a redução da frequência emitida não realizando a missão para que foi estudado podendo, com alguma aproximação enunciar-se o seguinte postulado:

Quando a espessura da antepara acústica é inferior a $\frac{1}{4}$ do comprimento de onda do som incidente, o coeficiente de absorção de baixa frequência do material, decresce com a diminuição da frequência.

Ou seja, para uma dada antepara acústica com uma espessura “d”, a frequência mínima abaixo da qual se verifica a redução do coeficiente de absorção de um material, pode ser determinada pela seguinte expressão [4]:

$$f = \frac{c}{200 d} \quad \text{em que:}$$

f → frequência limite de absorção pelo material em: Hz

c → velocidade do som no meio em m/seg

d → espessura da placa em metros

No caso das altas-frequências, coloca-se o problema do revestimento da face receptora da energia sonora , que deve apresentar uma massa volúmica e uma superfície aberta de absorção do som adequada à frequência máxima da gama de frequência do ruído a tratar.

Por exemplo, para o caso de uma frequência limite a tratar de 4 KHz, a área aberta deve ser maior ou igual a 10% da área facial da placa, e ser constituída por um material com uma massa volúmica não superior a 10 gr/cm³.

Assim, podemos dizer que os materiais de revestimento dos painéis acústicos apresentam uma transparência acústica inversamente proporcional ao aumento da frequência do som emitido.

7.2.1.1 – Coeficiente de absorção sonora [4]

O coeficiente de absorção sonoro de um material exprime-se por um número decimal e representa a razão entre a potência absorvida e a potência emitida numa dada superfície, para uma frequência considerada do som emitido. Também depende do tipo e da espessura do material, bem como, da sua montagem na constituição do painel e da sua instalação no local de limitação do ruído emitido pela fonte.

Para cada frequência, o coeficiente de absorção varia com o ângulo de incidência das ondas sonoras, nomeadamente em espaços confinados com é o caso das fontes de ruído situadas no interior das máquinas a tratar.

Por esta razão, os materiais escolhidos para ser utilizados nas anteparas acústicas foram ensaiados em câmara reverberante, com fontes sonoras difusas, nas gamas de frequência a tratar, para se determinar o seu coeficiente efectivo de absorção nesta aplicação.

Estes ensaios foram realizados nos fabricantes dos materiais e os resultados obtidos foram apresentados na forma tabular que está reproduzida na Tabela 7.2 a seguir indicado.

Tabela 7.2 – Coeficientes de absorção acústica

	Material genérico	Material genérico	Material genérico	Base da GD	Base da GD	Base da PROTOs
Frequencia (Hz)	ISOVER PBA 30mm	ISOVER PBA 30mm c/1face revestida	ISOVER HDF 40mm	ISOVER PBA, duas camadas	Associação PBA/HDF	Associação PBA/HDF em 2 camadas
125	0,23	0,15	0,20	0,24	0,23	0,40
250	0,25	0,19	0,26	0,44	0,44	0,60
500	0,33	0,43	0,38	0,85	0,84	0,85
1000	0,70	0,77	0,89	0,90	0,91	0,89
2000	0,93	0,96	0,98	0,93	0,94	0,83
4000	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
8000	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

7.2.1.2 – Coeficiente de redução do ruído

O coeficiente de redução do ruído (NRC) de um material é a média dos coeficientes de absorção sonora do material numa dada gama de frequências.

Este parâmetro tem maior importância na gama alta de frequências já que apesar de ter um maior valor de NRC pode apresentar na gama baixa um coeficiente de absorção mais favorável e assim, ser preferível a sua aplicação. Esta situação está representada na Tabela 7.3 para o primeiro material indicado, relativamente ao segundo e ao terceiro.

Para os materiais considerados e no intervalo de frequências entre 125 Hz e 4 KHz o NRC de cada material está indicado no Tabela 7.3 a seguir

Tabela 7.3 – Coeficiente de redução de ruído

	ISOVER PBA 30mm	ISOVER PBA 30mm c/1face revestida	ISOVER HDF 40mm	ISOVER PBA, duas camadas	Associação PBA/HDF	Associação PBA/HDF em 2 camadas
NRC	0,63	0,64	0,67	0,77	0,77	0,80

7.3 – Desenvolvimento da solução

Considerando a transcrição cromática da análise de ruído mostrada na fig. 6.6, e reproduzida na fig. 7.5, bem como, na fig. 7.6 a área correspondente à frente da máquina MAX, pode identificar-se com precisão as superfícies a tratar, correspondentes ao órgão de envolvimento do filtro pelo papel boquilha e inserção deste nos extremos de dois troços de cigarro previamente cortados e transportados pelas máquinas VE e SE.

Na parte inferior podem também ver-se as caixas de recolha de desperdício, onde foram identificadas fugas de ruído, entre as frestas de ajustamento destas, à estrutura envolvente da máquina e ao solo.

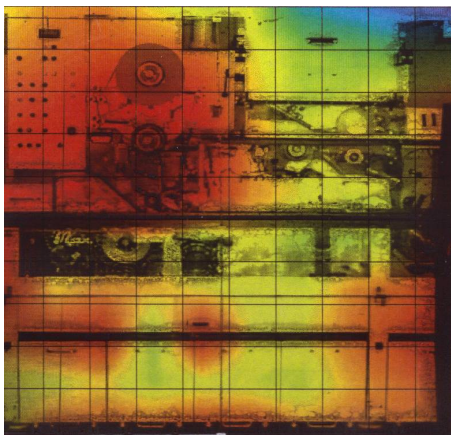


fig. 7.5 – Identificação do ruído

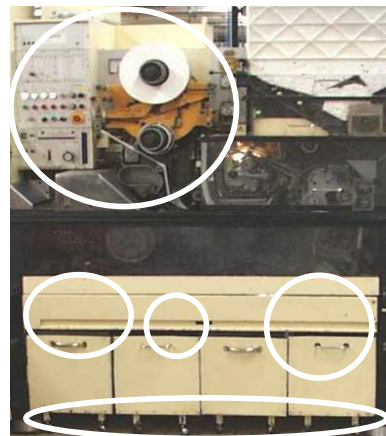


fig. 7.6 – Identificação das fontes de ruído

De acordo com o plano anteriormente estabelecido foram então desenvolvidos dois resguardos acústicos móveis, para isolamento das zonas assinaladas, bem como os isolamentos considerados na fig. 7.2, para atenuação das emissões directas para o solo e para a frente, pelo intervalo entre a base da máquina e o solo.

Foram então desenvolvidos dois resguardos acústicos.

O protector frontal é móvel no sentido vertical através de um comando pneumático, para permitir o acesso ao suporte de mudança de bobinas e apresenta-se nas figs. 7.7 e 7.8 um esboço em “SolidWorks” do resguardo superior na posição de fechado e aberto.

O comando deste accionamento foi colocado tão perto quanto possível da máquina e tão perto do operador por razões de conforto, funcionalidade e segurança.

O óculo frontal (necessário para o controlo visual do processo) é constituído por um vidro duplo de PMMA de forma a permitir um desempenho elevado do ponto de vista da insonorização e da visualização do órgão da máquina.

O óculo rectangular representado na fig. 7.8 foi na prática substituído por duas aberturas de menor superfície total, para conferir maior rigidez à estrutura.

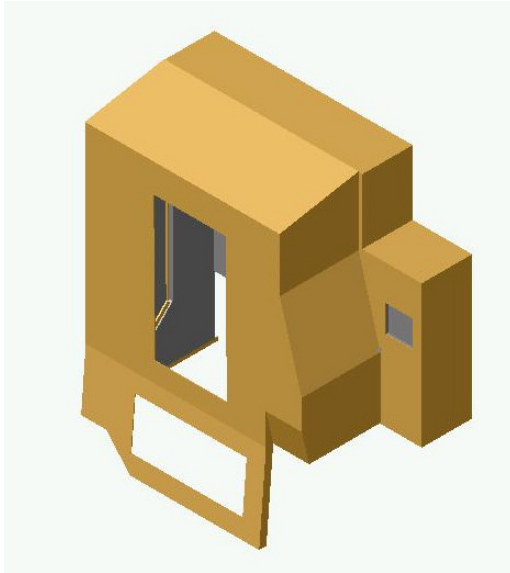


fig.7.7 – Resguardo fechado

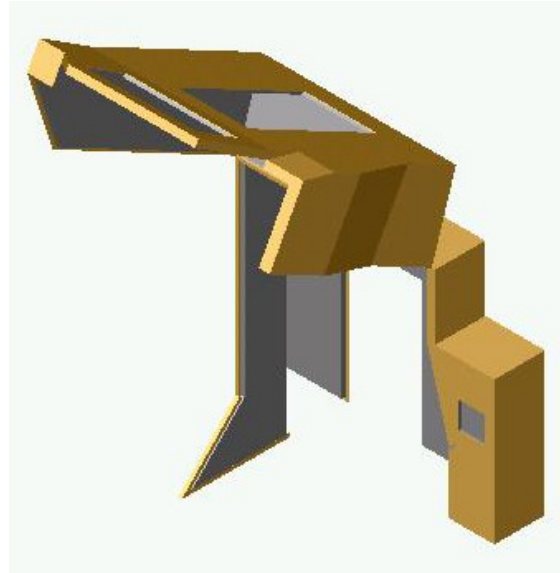


fig.7.8 – Resguardo aberto

O protector inferior, para a zona das caixas de recolha do desperdício, consiste numa antepara móvel, também, através de comando pneumático.

O tratamento acústico complementar do volume consistiu na alteração do modo de fecho de toda a moldura metálica da máquina neste órgão e no enchimento com espuma de “melamine”, dos espaços fixos de ligação, de forma a minimizar reflexões parasitas e a maximizar a absorção acústica dentro do volume. Adicionalmente, uma saia de borracha no extremo da antepara assegura um contacto fechado com o solo.

As figs. 7.9 e 7.10 mostram um esboço em “SolidWorks” deste resguardo.

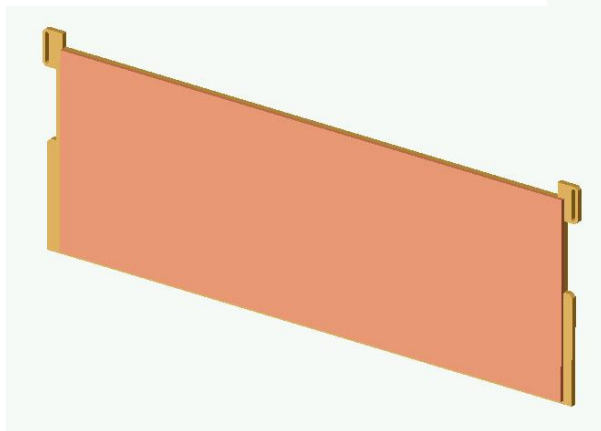


fig.7.9 – Resguardo fechado



fig.7.10 – Resguardo aberto

Considerando que a natureza deste trabalho se concentra da vertente acústica relativa à insonorização do ruído de funcionamento das máquinas, dispensámo-nos de apresentar os pormenores construtivos destes resguardos, dos quais possuímos todos os desenhos técnicos em formato “AutoCad 14”, para a fabricação dos mesmos, e foram executados nas instalações do fabricante da máquina, (HAUNI) na Alemanha.

Na montagem, foi atendido o aspecto da propagação da transmissão de vibrações mecânicas pela estrutura mecânica de suporte da máquina, à qual os resguardos ficaram ligados, bem como ao efeito vibratório das superfícies rectas, nomeadamente no caso do resguardo inferior, que tenderão a vibrar na mesma frequência que a frequência sonora circundante.

A solução encontrada para a prevenção desta hipótese, foi conferir um aumento de massa às superfícies amplas do resguardo inferior através da aplicação de uma tela de estabilização constituída por uma substância metálica de elevada densidade que amortecerá a vibração própria da superfície, bem como, o revestimento das áreas de contacto dos elementos de ligação, por um material macio, de forma a reduzir a transmissibilidade das vibrações originadas na estrutura principal da máquina.

Apresenta-se nas figs. 7.11 e 7.12, um aspecto da máquina com os resguardos aplicados

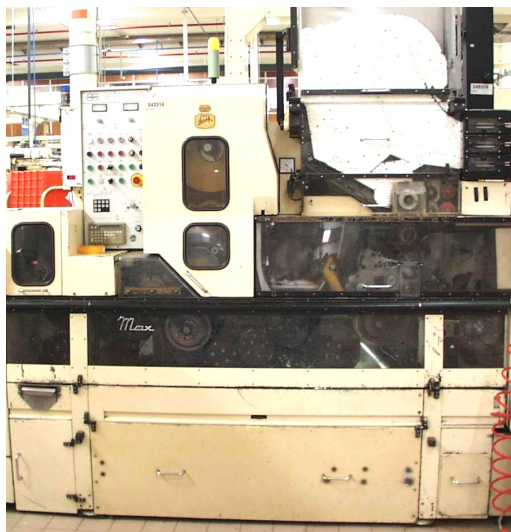


fig.7.11 – Resguardos fechados

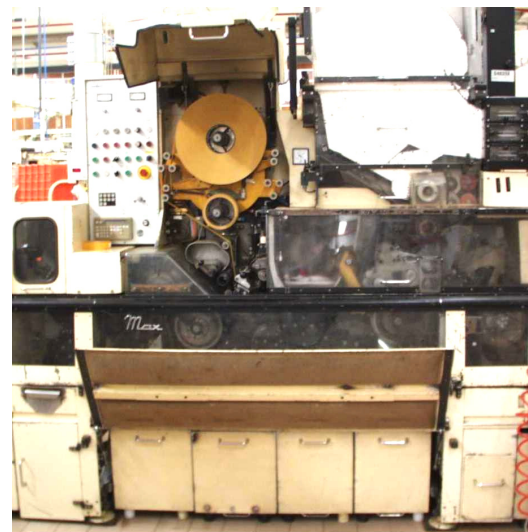


fig.7.12 – Resguardos abertos

Adicionalmente (embora não pormenorizadamente descrito neste estudo sobre a realização dos resguardos da MAX) também se procedeu a uma intervenção no canto inferior da “SE” (parcialmente visível no lado direito das fotografias) através da aplicação de uma antepara,

constituída de forma idêntica aos resguardos anteriormente descritos, com a função de confinar a emissão de ruído lateral da MAX no sentido desta máquina, bem como, reduzir a emissão frontal de ruído da máquina “SE”, resultante dos tambores de inversão e posicionamento dos troços de cigarro cortados na máquina “VE” (máquina que confina com a “SE”, do lado da “PROTOS”).

Como neste canto não existem peças amovíveis, o painel foi constituído de modo idêntico aos anteriores, instalado do mesmo modo e com o mesmo cuidado na redução da transmissão de vibrações, por aparafusamento contra o corpo da máquina, considerando que só em caso de manutenção mecânica, se torna necessário aceder a este local.

Adicionalmente, baseados nos mesmos pressupostos aqui descritos, foram desenvolvidos outros resguardos para as zonas quentes (hot spots) identificadas neste trabalho, nas outras máquinas constituintes do conjunto produtivo, tal como mostrado nas figuras seguintes.

Na figura 7.13, fotografia da esquerda, pode ver-se um aspecto da máquina formadora do maço de 20 cigarros, GDX2, na sua constituição original, sem resguardos acústicos, com todos os órgãos de funcionamento expostos tal como foi originalmente concebida pelo fabricante.

Nesta vista, correspondente à zona de localização do operador podem observar-se o suporte e o desenrolador de bobinas de formação do maço, bem como, o espaço de alojamento dos contentores de acumulação das rejeições.



fig. 7.13 – Máquina de empacotar cigarros GD X2, sem e com resguardos acústicos

Na fotografia da direita temos a máquina já equipada com os resguardos acústicos.

Nas traseiras desta máquina, pode ver-se na fig. Nº 7.14, fotografia da esquerda, uma das fontes de ruído mais significativas, constituída pela bomba de vácuo, protegida apenas por uma rede para evitar contactos accidentais com pessoas.

Na fotografia da direita, pode ver-se esta máquina já equipada com os resguardos acústicos na zona da bomba de vácuo, bem como a substituição da tampa vertical do “cárter”, por outra fabricada para reduzir do ruído de funcionamento produzido, constituindo as peças que foram desenvolvidas no âmbito deste trabalho de acordo com o plano estabelecido no parágrafo 7.2.

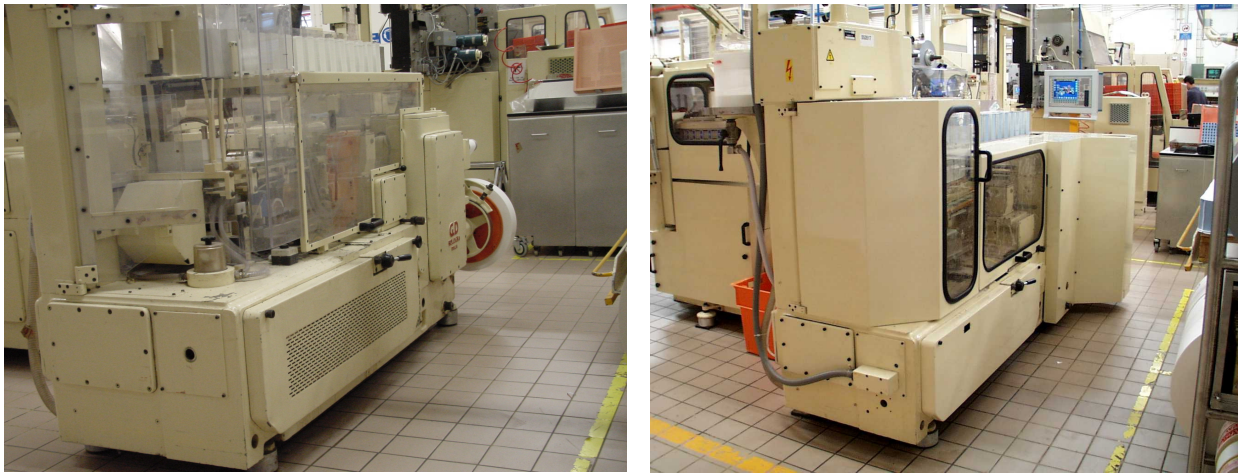


fig. 7.14 – Traseira da máquina de empacotar GD X2, sem e com resguardos acústicos

Na fig. 7.15 vêem-se as máquinas de formação do volume de maços de cigarros GD 4350 e GD Pack B que envolve o papel de fecho exterior do pacote de 10 maços de cigarros.

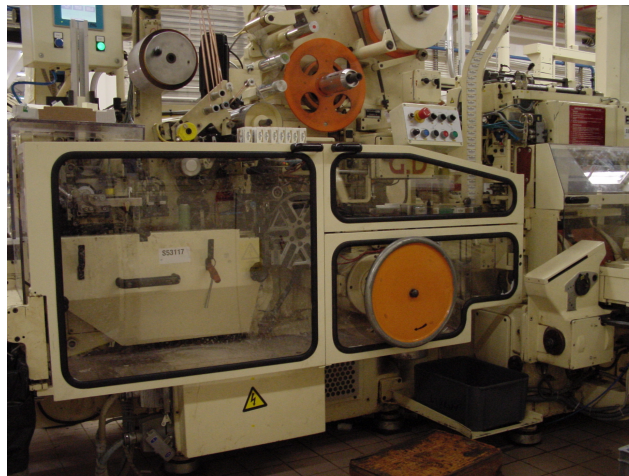


fig. 7.15 – Máquinas GD 4350+Pack B com resguardos acústicos

Neste equipamento o rendimento obtido com a insonorização teve pouca expressão, devido a que, por motivos operacionais desta máquina o resguardo não pode ser opaco por ser necessário observar o eventual encalhamento dos maços na roda de contagem para a formação do pacote.

Por outro lado a roda de accionamento manual do desenrolador do papel de envolvimento do pacote, tem de estar acessível ao operador devido à necessidade de intervenção frequente para ajuste do corte do rótulo em posição de leitura.

Esta necessidade justificou que o resguardo inferior tenha um orifício que dê passagem ao veio do volante de accionamento, tal como pode ver-se na fig. Nº 7.14.

7.4 – Estabelecimento de chão falso na área de trabalho [4]

Outra das soluções ensaiadas foi a constituição de um chão falso a cobrir toda a zona de operação na área frontal do conjunto de forma a absorver as vibrações transmitidas ao pavimento e medidas no ensaio descrito no capítulo 6.4.

A constituição do chão falso foi conseguida através de painéis amovíveis, apoiados sobre o chão real, de forma a constituir uma superfície plana, contínua, com o mínimo de ressaltos ou discontinuidades que possam por em risco o operador na suas deslocações em frente às diferentes máquinas do conjunto tal como representado esquematicamente na fig. Nº 7.16.

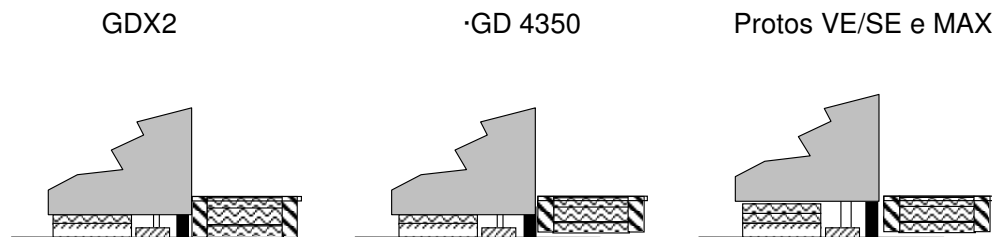
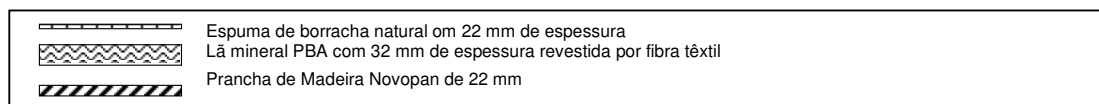


fig. 7.16 – Constituição do pavimento falso

Outro parâmetro atendível para a concepção do pavimento falso foi a altura de instalação relativamente ao solo, pois considerando que os controlos e as posições de intervenção do operador nas máquinas, possuem a altura adequada para serem operados do solo, o seu desvio dessa cota não pode provocar dificuldades de operação, ou posições, ou necessidade de esforços, ergonomicamente prejudiciais para o trabalhador.



O painel acústico foi constituído por um aro em madeira com 108 mm de altura onde foram depositadas duas placas de borracha natural de 22 mm cada uma. Entre estas foram colocadas duas placas de lã mineral PBA com 32 mm de espessura, sendo cada uma colada às placas de borracha natural.

A Figura 7.17, mostra as placas de lã mineral, de enchimento interior utilizadas na construção dos painéis insonorizadores do pavimento falso.

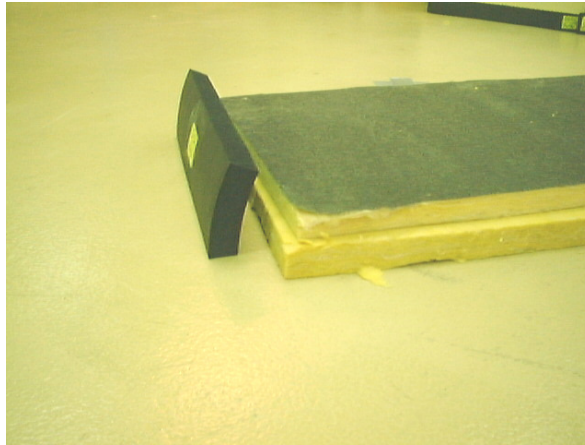


fig. 7.17 – Placas de lã mineral utilizadas no pavimento falso

Todo o conjunto foi posteriormente envolvido por um aro e duas placas perfuradas em aço inoxidável que conferiram resistência à placa para poder constituir um pavimento falso sem risco para os utilizadores.

A solução desenvolvida está mostrada na figura 7.18 para a zona de fabrico de cigarros constituído pelas máquinas PROTOS / MAX / SE / VE.



fig. 7.18 – Pavimento acústico instalado na zona de fabrico de cigarros

Na figura 7.19 e 7.20, mostra-se a implantação do pavimento falso para a zona de empacotamento de cigarros constituído pelas máquinas GDX2 e GD 4250 / Pack B.



fig. 7.19 – Pavimento acústico instalado na zona de empacotamento de cigarros



fig. 7.20 – Pavimento acústico instalado na zona de empacotamento de cigarros

Esta solução foi abandonada por falta de resultados decorrentes da sua aplicação, considerando que pela observação directa das figuras 7.18; 7.19 e 7.20, pode concluir-se as seguintes falhas, verificadas no aspecto de segurança e de higiene:

- a) A instalação deste piso sobreposto ao piso real, veio inevitavelmente elevar a cota de trabalho dos operadores face às máquinas constituintes do conjunto, provocando nos mais altos uma posição de operação ligeiramente curvada.

- b) A superfície insonorizadora sobre o solo, provocou um degrau na área de circulação do operador, aumentando o risco de acidente por causa directa das condições laborais.
- c) Considerando a forma rectangular, normalizada dos painéis, a sua justaposição na cobertura do pavimento real, originou descontinuidades no plano de trabalho que poderiam ser causa de acidentes por queda, de consequências imprevisíveis.
- d) Do ponto de vista da higiene, esta solução também se revelou problemática, pela dificuldade de limpeza, quer por sopragem dos detritos para fora da zona protegida, bem como em alternativa, por aspiração desses mesmos detritos, não só devido ao seu alojamento, bem como, pela dificuldade de utilização da ponta do aspirador nos locais mais recônditos.
Esta situação está documentada no Apêndice 5 com fotografias tiradas após a primeira semana de utilização deste pavimento insonorizador, pelo que o mesmo foi removido.
- e) A diferença entre os valores de pressão sonora medidos antes e depois da aplicação do pavimento insonorizador (e antes da aplicação dos resguardos acústicos nos compartimentos de accionamento das máquinas) é da ordem da unidade de dB, logo perfeitamente desprezável face aos objectivos esperados.

A Tabela 7.4 e a fig. 7.21, reportam o valor médio de dez medições realizadas em diferentes situações de operação, durante o mês de permanência do pavimento falso a título experimental.

Tabela 7.4 – Medidas de pressão sonora, antes e depois do pavimento insonorizador

	S/ pav. Falso (dB)	C/ pav. Falso (dB)	Diferença (dB)
Pos. 1 (entre os conj. Q e R)	87,9	86,1	1,8
Pos. 2 (entre os conj. R e S)	88,8	85,4	3,4
Pos. 4 (operador na VE/SE)	91,3	88,7	2,6
Pos. 9 (operador na Max)	90,6	87,8	2,8
Pos.15 (operador na GDX2)	90,4	88,1	2,3
Pos.20 (operador na GD 4950)	89,7	87,2	2,5

Para um objectivos mínimos de redução do ruído entre 8 a 10 dB, estabelecidos no início do trabalho, os valores conseguidos com a implementação do chão falso na área de trabalho

dos conjuntos representam cerca de 28%, que adicionados aos problemas logísticos criados, justificaram a sua remoção.

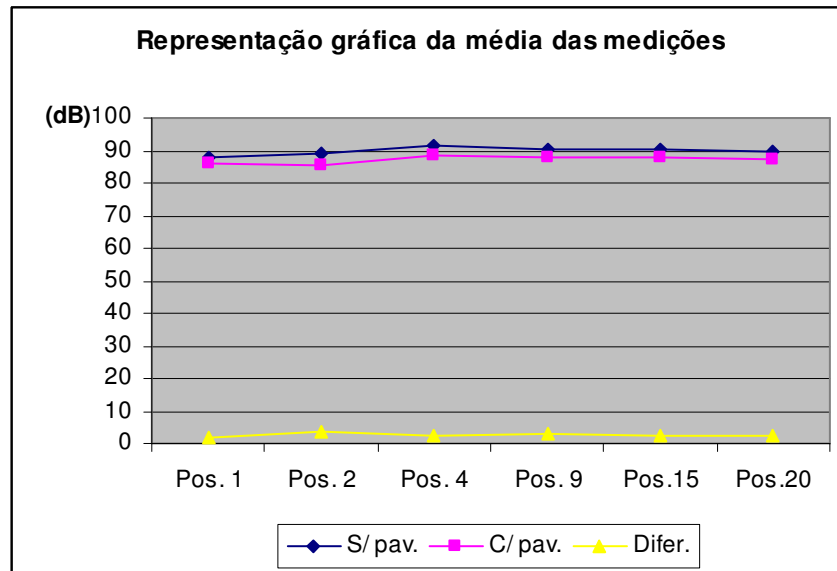


fig. 7.21 – Representação gráfica da média das medições do pavimento

7.5 – Redução da transmissão de vibrações ao solo [2]; [4]

De acordo com as medidas de nível de vibração verificadas anteriormente várias foram as hipóteses consideradas para o controlo de vibrações, muito particularmente no aspecto da minimização da sua transmissão ao solo, já que, como vimos no capítulo 7.4 não são tecnicamente aceitáveis os métodos encontrados para a redução da sua transmissibilidade para o ambiente.

As medidas equacionadas foram:

- Modificação da estrutura de suporte da máquina tornando-a mais rígida, incluindo travessas para travamento dos vãos de forma que a sua frequência própria se afaste da frequência de vibração decorrente do funcionamento da máquina.
- Por oposição, constituir uma instalação flexível, de forma que a frequência de ressonância se situe abaixo das frequências de excitação inferiores da máquina, através de uma das estratégias a seguir indicadas, ou da combinação destas.
 - Melhoria do isolamento entre os órgãos internos de transmissão de movimento.

- Melhoria de isolamento entre os montantes dos órgãos rotativos e a estrutura exterior de suporte através da inserção de elementos flexíveis entre os montantes e a estrutura
- Análise dos suportes anti-vibráticos existentes e sua eventual substituição por outro tipo mais adequado.

Dos pontos anteriormente listados só está ao nosso alcance (sem comprometer a imputação de responsabilidade acometida ao fabricante pelas anomalias do funcionamento da máquina) intervir ao nível da substituição dos apoios anti-vibráticos, sobre os quais repousa a estrutura da máquina, no sentido de aumentar o amortecimento da transmissibilidade de vibrações da estrutura ao solo, para reduzir:

- Vibrações, resultantes da excitação à frequência natural da estrutura do equipamento.
- Vibrações e ruído produzido por impacto repetitivo, ou forças transitórias resultantes dos arranques e das variações de regime de funcionamento em operação normal.
- Propagação de vibrações ao longo da estrutura.
- Transmissão do som através dos painéis de recobrimento da estrutura.

7.5.1 – Materiais isolantes [1]

Em sequencia, o nosso trabalho foi desenvolvido na procura do material isolante mais adequado a esta função cuja eficiência depende das suas características próprias, devendo possuir; Elasticidade e capacidade de conservar as suas propriedades físicas, mecânicas e químicas quando solicitados. Foram analisados neste âmbito os seguintes materiais:

Aglomerado negro de cortiça [1] – Conserva durante largo período de tempo a sua elasticidade, mesmo sob acção de cargas elevadas, não é atacado pelos óleos embora os retenha no seu interior. Não absorve água por capilaridade, todavia o seu uso em superfícies amovíveis ou sujeitas a manipulação frequente, degrada a sua estrutura interna e provoca o aparecimento de pó.

Borracha natural [1] – Considerando que a sua principal característica é a elasticidade, pareceria à primeira vista o isolante de eleição, porém sob a acção de cargas ela perde as suas propriedades tornando-se rígida. Além disso, degrada-se progressivamente sob a acção de óleos e de humidade pelo que também não foi considerada.

Feltro natural [1] – Este material é confeccionado com base em fibras animais, minerais ou vegetais em função da sua origem. Quando sujeito à compressão perde a sua elasticidade, degradando-se progressivamente até ficar reduzido a pó, quando é sujeito a manipulações

bruscas. De acordo com a sua constituição fibrosa absorve muita água por capilaridade, tornando-se a partir daí, mau isolante. Também se deteriora por acção dos óleos.

Areia [1] – Torna-se rígida quando submetida a cargas e quando húmida deixa de constituir um amortecedor de vibrações para se tornar um transmissor.

Para a nossa aplicação específica tinha diversas dificuldades de utilização.

Molas de aço [1] – É um amortecedor por excelência, em conjuntos de molas helicoidais ou funcionando isoladamente dentro da sua faixa linear de trabalho. É um elemento muito utilizado para o amortecimento de vibrações de máquinas com frequências de excitação inferiores a 6,6 Hz (funcionamento abaixo das 400 r.p.m.) o que manifestamente não é o caso presente.

Materiais Sintéticos [1] – tais como; os elastómeros, buna, buna N, e outros que dependendo da sua composição e método de fabrico, adquirem propriedades notáveis de estabilidade, com frequências naturais entre os 20 e os 100 Hz.

Sobre estes recaiu a nossa atenção, procurando escolher o material mais adequado dentro da gama de isolantes sintéticos “AIRLOC”.

7.5.2 – Escolha do material mais adequado [1]

O diagrama de isolamento de vibrações [1] para um dado material com um determinado coeficiente de amortecimento (elasticidade do sistema) está representado na fig. 7.22

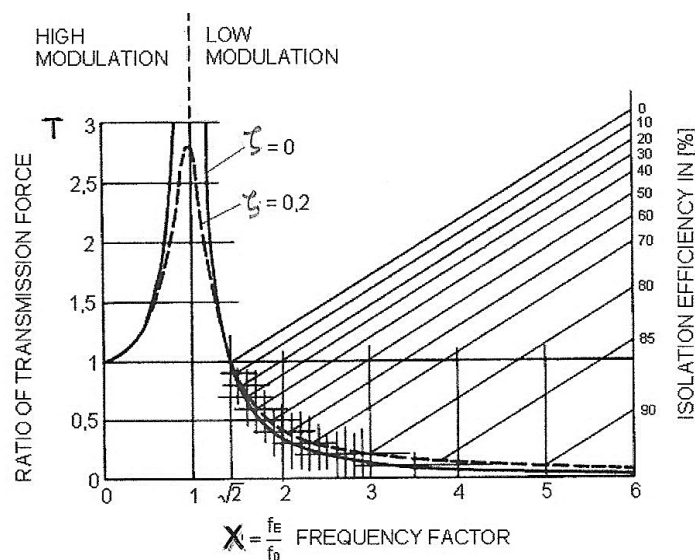


fig. 7.22 – Diagrama de isolamento das vibrações

Para este elastômero (fabricado pela empresa que comercializa a marca “AirLoc”) a fig. 7.21 mostra o efeito do amortecimento em função da transmissibilidade das vibrações ao solo correspondendo, uma dada eficiência de isolamento.

A transmissibilidade da força de vibração (T) fica restringida a um valor limitado com amortecimento; $\zeta = 0,2$ para o ponto de ressonância $X = f/f_0 = 1$. Na ausência deste elemento, o amortecimento seria nulo, $\zeta = 0$ e a transmissibilidade cresceria infinitamente, atingindo uma amplitude de vibração limite que teria condições de provocar a destruição da máquina.

Considerando a equação da transmissibilidade [2]; [4] indicada no paragrafo 6.4.1 e fazendo; $\zeta = 0$ a expressão fica simplificada para:

$$T = \frac{1}{\sqrt{(1 - X^2)^2}} = \frac{1}{1 - X^2} \quad \text{donde: } X = \sqrt{2}$$

Que tem o significado físico de estabelecer o limite mínimo, acima do qual o isolamento de vibrações é efectivo, ou como pode ver-se pelo gráfico; para um factor de transmissibilidade ($T = 1$) e o cociente entre a frequência de excitação (f_e) e a frequência própria do material isolante empregado (f_0) X é igual a $\sqrt{2}$, a eficiência do isolamento será nula.

O aumento de “X” fará aumentar a eficiência do isolamento que é uma consequência da elasticidade do sistema, ou seja, do coeficiente de amortecimento do material anti-vibrático utilizado.

O método apresentado para o cálculo do isolamento de vibrações é obviamente teórico, embora preciso. Na prática ele pode ser confirmado com ensaios com molas de aço, devido a setas exibirem uma característica linear, quase sem amortecimento. No entanto o uso de materiais elásticos, constituídos por uma mistura de diferentes substancias, nota-se que mesmo para valores inferiores ao limite da ressonância, para valores de $X = 0,5$ a aceleração da vibração é reduzida e verifica-se algum efeito de isolamento.

Adicionalmente, para molas de característica não linear, associadas a materiais elastômeros utilizados em isolamento é importante referir que não apresentam deriva da frequência natural, contrariamente com o que acontece com as molas de aço. Para estes materiais a frequência natural é uma função da carga específica exercida sobre eles, pode ser medida em laboratório e a deflexão verificada numa placa de material isolante não deve ser chamada “resiliência” (como para os metais) mas preferencialmente: Deformação estática.

De uma forma geral podemos também afirmar que; quanto menor for a frequência própria do material de isolamento relativamente à frequência de excitação maior será a eficiência do isolamento. O problema reside em que quanto mais baixa é a frequência própria de um material, apresentando as outras características inerentes ao isolamento, tanto mais caro ele é.

Na prática e para o caso da “AirLoc” a escolha dos materiais é feita com a ajuda do gráfico [1] representado na fig. 7.23 que nos indica qual a frequência própria (f_0) do material a utilizar em função da frequência perturbadora (f_e) e da eficiência de isolamento que se pretende obter.

Para o efeito foi marcada uma situação verificada nas medições efectuadas referidas na Tabela 7.1, que sumarisa os resultados da medições.

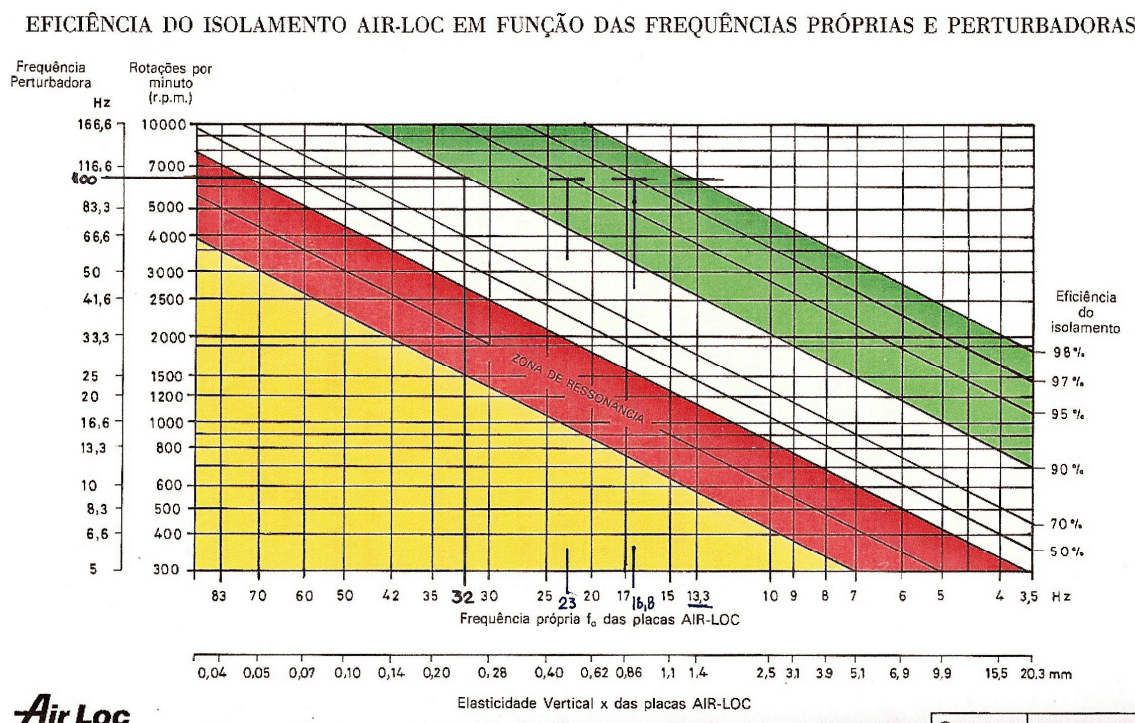


fig. 7.23 – Determinação dos materiais anti-vibráticos

No exemplo pode ver-se:

Frequência de excitação	100Hz			
Efficiência do isolamento (%)	90	95	97	98
Frequência própria do material (Hz)	32	23	16,8	13,3
Peso da máquina (kg)	1850			
Número de apoios	4			

Peso suportado por apoio (kg)	462,5
Superfície de cada apoio (cm ²)	176,71
Peso unitário por apoio	2,62 kg/cm ² <> 2,567 daN/cm ²

Material escolhido:

“Biloc” B2 série 400

Carga admissível (daN/cm ²)	1 a 5
Espessura (mm)	26
Frequência própria vertical (Hz)	14
Frequência própria horizontal (Hz)	5
Eficiência do isolamento	próximo dos 98% (segundo dados do gráfico)
Dimensões da placa	250 x 250 mm
Código do material	2.04202.76

8.0 – Análise de resultados

Com a estrutura de medição anteriormente definida para a avaliação do ruído, procedeu-se a nova medição para, em comparação com a anterior, evidenciar as diferenças obtidas com o desenvolvimento desta solução.

Tal como pode ver-se na Tabela 8.1, o resultado da medição da intensidade sonora, apresenta um “cancelamento” dos pontos quentes de ruído nas zonas críticas identificadas na máquina, que aparecem agora com valores médios entre 70 e 75 dBA

Tabela 8.1 – Registo dos valores medidos com os resguardos fechados

2.0 m	1.8 m	1.6 m	1.4 m	1.2 m	1.0 m	0.8 m	0.6 m	0.4 m	0.2 m	0.2 m	0.4 m	0.6 m	0.8 m	1.0 m	
74.8	74.8	72.9	71.8	73.1	74.8	75.5	74.6	74.8	76.1	76.1	76.1	76.6	77.0	77.5	2.0 m
76.9	76.1	74.0	71.8	74.8	77.4	76.4	76.7	77.5	77.6	77.0	77.0	77.8	78.2	78.4	1.8 m
79.2	77.5	74.9	73.2	76.1	78.2	76.6	78.8	79.8	79.2	78.8	77.8	78.2	78.5	79.9	1.6 m
80.2	78.8	76.2	75.2	75.5	76.6	77.0	78.2	79.6	80.1	80.0	78.2	78.5	78.2	80.1	1.4 m
80.9	79.9	77.7	75.3	75.5	76.6	76.6	77.5	79.0	80.8	80.5	79.1	77.8	78.2	79.1	1.2 m
81.0	81.4	78.5	75.5	74.9	74.9	75.2	76.0	78.1	79.3	79.5	78.2	77.5	77.5	79.1	1.0 m
81.5	81.0	78.8	76.2	74.9	71.8	73.9	75.2	78.6	78.6	79.2	77.5	76.1	77.6	79.1	0.8 m
79.1	78.9	76.9	74.8	73.1	72.5	73.1	74.1	77.9	78.1	78.8	76.6	75.5	77.6	78.8	0.6 m
76.6	75.5	73.1	72.0	72.2	72.0	72.0	74.0	74.8	74.2	74.9	75.8	76.8	77.5	78.8	0.4 m
75.5	74.0	72.8	73.1	73.1	73.1	72.5	75.5	76.1	74.0	76.1	76.1	78.6	78.8	80.5	0.2 m
MAX										SE					

Pela comparação das duas malhas de medições da intensidade sonora na frente da MAX + SE pode observar-se o cancelamento dos pontos quentes dominantes, anteriormente identificados, com valores em torno dos 85 dBA's nas zonas da bobina de papel de filtro e nas caixas de recolha do desperdício.

Com os resguardos fechados, e com os absorsores inferiores instalados, a emissão de ruído da máquina é mais homogéneo, apresentando valores de intensidade sonora em torno dos 75 dB's ou inferior.

Para sermos mais precisos apresenta-se a Tabela 8.2 com as diferenças encontradas entre as duas medidas realizadas em iguais condições de funcionamento da fábrica e dos equipamentos instalados, em produção normal, mas em diferentes condições de propagação de ruído como resultado da insonorização efectuada na área.

Tabela 8.2 – Diferenças de nível de intensidade sonora com os resguardos fechados

2.0 m	1.8 m	1.6 m	1.4 m	1.2 m	1.0 m	0.8 m	0.6 m	0.4 m	0.2 m	0.2 m	0.4 m	0.6 m	0.8 m	1.0 m	
-3.7	-5.0	-7.0	-6.7	-4.2	-2.7	2.4	2.8	4.7	7.3	10.3	7.6	7.3	6.7	4.4	2.0 m
-2.7	-4.4	-7.2	-9.2	-5.7	-1.1	-0.2	0.6	2.0	1.5	8.9	4.3	3.8	4.3	3.9	1.8 m
-2.2	-4.6	-9.0	-10.7	-6.2	-0.9	-0.4	1.3	1.0	-1.3	1.8	2.2	1.3	1.1	2.3	1.6 m
-2.6	-4.4	-8.4	-10.9	-8.5	-3.2	-0.8	-0.8	1.8	-0.4	0.4	-0.6	0.7	0.4	0.5	1.4 m
-2.4	-4.1	-7.9	-10.7	-7.6	-3.0	-1.6	0.0	1.5	0.5	1.2	1.6	0.8	-1.4	-1.6	1.2 m
-2.5	3.2	0.0	-2.7	-1.7	-3.2	-1.3	-0.6	0.6	-4.0	-2.7	-0.3	2.8	3.5	1.6	1.0 m
-1.2	2.2	-0.8	-3.0	-3.6	-6.0	-3.6	-4.4	-1.9	-4.7	0.5	9.7	12.5	4.5	2.1	0.8 m
-1.6	-2.9	-6.0	-1.8	-9.7	-5.7	-5.1	-6.0	-3.9	-6.7	-5.4	-2.2	-1.5	-0.9	0.0	0.6 m
-1.0	-2.3	-5.7	-5.0	-5.6	-5.5	-5.0	-5.2	-5.3	-7.6	-5.4	-0.3	1.3	-2.6	-1.3	0.4 m
-2.5	-6.8	-8.0	-7.9	-8.9	-8.7	-7.6	-4.6	-4.0	-6.1	-0.4	3.1	0.1	-0.4	0.2	0.2 m
MAX:SE															

A medição do ruído na posição de trabalho do operador, a 1 m da máquina e a uma altura de 1,6 m, o nível de ruído global com os três protectores fechados é reduzido de 4,6 dB's em comparação com a medida efectuada sem resguardos.

Considerando ainda qual será a atenuação de ruído, para a situação de somente um dos resguardos móveis estarem fechados, (condição possível de acontecer em operação normal embora remota e pouco usual) medimos uma redução de 1,8 dB's e 1,4 dB's, respectivamente para as situações do resguardo superior fechado e o inferior aberto e superior aberto e o inferior fechado, donde se conclui que a eficiência desta medida só é válida para a situação de operação normal com ambos os resguardos fechados.

Todavia, verifica-se uma redução da exposição do operador ao ruído e assim um valor inferior para a dose de ruído durante o período laboral.

Na Tabela 8.3 encontram-se reunidos de uma forma global as médias de redução de ruído conseguidas com as medidas correctoras estudadas neste trabalho e realizadas em todas as máquinas do conjunto, considerando agrupamentos de soluções e subconjuntos de máquinas, estabelecidos pela posição relativa do operador na sua actividade normal.

Os valores registados nesta tabela são valores médios que resultam da diferença entre os níveis de medição da pressão sonora, executada nos conjuntos produtivos, "com" e "sem", redução o ruído produzido pelo seu funcionamento.

A Tabela 8.3 reporta assim a redução efectiva de ruído, considerando (dentro das limitações impostas á realização deste trabalho), na horizontal; as máquinas e as soluções

desenvolvidas e implementadas, e na vertical; os pontos identificados como críticos por corresponderem à localização do operador no seu trabalho normal.

As reduções contabilizadas correspondem à média das diferenças aritméticas registadas “com” e “sem” as medidas de redução aplicadas, representando assim a tabela uma redução global do ruído ambiente correspondente à melhoria de condições laborais conseguidas com este trabalho que podem resumir-se da seguinte maneira:

- Painéis absorsores instalados sob as máquinas – 2,1 dBA
- Painéis absorsores instalados sob e na frente das máquinas – 6,5 dBA
- Painéis absorsores instalados sob, na frente e c/ anti-vibráticos – 7,4 dBA
- O efeito isolado dos apoios anti-vibráticos corresponde a – 4,0 dBA
- O efeito isolado do pavimento falso correspondeu a – 0,8 dBA

Em que, como já foi dito, este ultimo recurso correspondente ao pavimento falso foi abandonado devido aos problemas de higiene, ergonomia e perigo potencial de queda que resultavam da sua aplicação.

Tabela 8.3 – Redução de ruído global em dBA

MÁQUINAS	ACÇÕES	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Media	Global
PROTOS	Paineis sob a maq.	-1,0	-1,3	-1,5	-2,3	-2,1	-2,1	-2,2	-1,2	-0,6	-1,6	-2,1
GDX2	Paineis sob a maq.	-2,5	-2,6	-3,1	-2,8	-3,0	-3,0	-1,2	-3,0	-0,9	-2,5	
PROTOS + GDX2	Paineis sob a maq.	-1,2	-1,5	-1,9	-2,7	-2,8	-2,8	-2,2	-2,6	-1,0	-2,1	
PROTOS+GDX2 + GD4350	Paineis sob a maq.	-1,4	-1,6	-1,9	-2,9	-2,9	-2,9	-1,9	-2,5	-0,6	-2,1	
GDX2 + GD4350	Paineis sob a maq.	-1,4	-1,5	-3,2	-2,9	-2,9	-2,8	-3,6	-3,3	-0,7	-2,5	
PROTOS	P. sob e na frente maq.	-5,1	-0,4	-6,3	-7,2	-6,8	-6,8	-7,0	-6,7	-4,5	-5,6	-6,5
GDX2	P. sob e na frente maq.	-7,2	-7,4	-9,0	-6,6	-9,8	-8,8	-6,6	-7,7	-1,2	-7,1	
PROTOS + GDX2	P. sob e na frente maq.	-6,1	-4,4	-6,5	-8,2	-9,1	-8,1	-6,9	-7,6	-1,4	-6,5	
PROTOS+GDX2 + GD4350	P. sob e na frente maq.	-6,3	-4,8	-6,0	-7,9	-8,9	-8,9	-6,2	-7,4	-1,1	-6,4	
GDX2 + GD4350	P. sob e na frente maq.	-6,0	-6,2	-5,9	-8,6	-9,4	-9,7	-5,9	-7,6	-1,3	-6,7	
PROTOS	P. sob + frente + amortec.	-5,8	-5,7	-7,9	-10,0	-9,6	-9,6	-6,6	-8,5	-6,0	-7,7	-7,4
GDX2	P. sob + frente + amortec.	-9,6	-8,6	-10,5	-8,9	-9,5	-9,8	-6,6	-7,9	-0,7	-8,0	
PROTOS + GDX2	P. sob + frente + amortec.	-6,8	-5,1	-8,5	-8,8	-9,6	-9,7	-6,8	-7,8	0,0	-7,0	
PROTOS+GDX2 + GD4350	P. sob + frente + amortec.	-6,2	-6,4	-7,7	-9,0	-9,4	-9,4	-6,7	-7,5	-0,8	-7,0	
GDX2 + GD4350	P. sob + frente + amortec.	-7,9	-8,0	-7,4	-8,9	-9,3	-9,6	-6,9	-7,3	-0,6	-7,3	
PROTOS	amortecedores	-2,4	-2,9	-3,6	-6,0	-5,5	-5,5	-3,1	-3,8	-2,4	-3,9	-4,0
GDX2	amortecedores	-6,3	-8,2	-5,4	-4,1	-4,2	-4,6	-2,3	-2,8	-0,8	-4,3	
PROTOS + GDX2	amortecedores	-3,7	-4,6	-5,9	-4,7	-4,6	-4,7	-4,1	-3,3	-0,6	-4,0	
PROTOS+GDX2 + GD4350	amortecedores	-3,3	-4,4	-5,6	-5,0	-4,7	-4,6	-3,8	-3,7	-0,9	-4,0	
GDX2 + GD4350	amortecedores	-4,1	-4,5	-4,6	-4,6	-4,5	-4,4	-2,0	-3,1	-0,5	-3,6	
PROTOS	pavimento falso	-0,1	-0,4	-0,6	-0,9	-0,5	-0,5	-0,7	-0,2	-2,1	-0,7	-0,8
GDX2	pavimento falso	-0,4	-0,3	-1,2	-1,0	-0,6	-0,8	-1,5	-0,4	-1,8	-0,9	
PROTOS + GDX2	pavimento falso	-0,3	-0,7	-0,6	-0,7	-0,9	-0,9	-0,8	-0,2	-2,0	-0,8	
PROTOS+GDX2 + GD4350	pavimento falso	0,0	-0,4	-0,8	-0,9	-0,9	-0,9	-0,9	0,0	-2,1	-0,8	
GDX2 + GD4350	pavimento falso	-0,2	-0,5	-0,7	-0,9	-1,0	-1,0	-1,4	-0,1	-1,6	-0,8	

9.0 – CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

De acordo com os resultados apresentados nesta dissertação podemos inferir que este trabalho não se esgota nas soluções encontradas e postas em prática para melhorar as condições de trabalho dos operadores das máquinas de cigarros embora se tenham atingido os objectivos propostos que eram fundamentalmente; o enquadramento da actividade laboral dentro da legislação vigente, no aspecto do ruído ambiental.

As razões que justificam esta situação, são várias e podem ser resumidas nas premissas a seguir indicadas:

- As máquinas existentes não consideraram no seu projecto qualquer condicionante de limitação de ruído de funcionamento.
- Decorrente do princípio anterior, e por necessidade de dissipação do calor gerado pelo seu funcionamento, este tipo de máquinas foi concebido numa forma aberta, sem confinamento das suas partes móveis mais ruidosas, como sejam; a VE e SE (máquinas de corte da mangueira em troços e transporte destes para a frente) e a MAX (máquina de viragem dos troços de cigarro, aplicação dos filtros e controlo imediato de qualidade), bem como, a PROTOS (máquina de fabricação da “mangueira” de cigarro) no sistema de ecretagem.
- Decorrente também da primeira condição, as máquinas de empacotamento, fabricadas pela “GD”, têm as peças móveis igualmente sem protecção e ainda, apresentam limitações de confinamento por contemplarem pontos de operação, de observação e de manutenção operacional no seu interior, obrigando à utilização de painéis transparentes, ou com óculos de observação, sem possibilidade de aplicação de absorsores de som opacos e onde pudemos somente minimizar a transmissão de vibrações do painel para o exterior.

Esta metodologia de construção de máquinas está em linha com a sua data de fabrico em que, por ausência de legislação ambiental, se permitia e até se privilegiava a exibição dos movimentos internos dos mecanismos como indícios de “problema resolvido”, qualidade e transparência na concepção do produto, ao serviço de estratégias de marketing directo, actualmente suprimidas por motivos de segurança.

Outro factor de constrangimento foi a falência da possibilidade de aplicação do pavimento falso para absorção de vibrações transmitidas ao solo, por motivos de segurança da

movimentação das pessoas e de higiene, tendo constituído um factor de agravamento dos resultados, somente ultrapassado em parte, pela aplicação dos apoios anti-vibráticos.

Todavia, este trabalho constituiu ainda assim uma “nota de culpa” do cliente final utilizador do equipamento, relativamente aos fabricantes de máquinas, (HAUNI e GD) no aspecto ambiental e de higiene laboral, para a concepção futura de desenvolvimento de equipamentos mais fiáveis, com melhores “performances” produtivas, mas também mais respeitadoras do ambiente e menos intrusivas na saúde dos seus utilizadores directos.

Como consequência directa deste trabalho (e de outros equivalentes noutras áreas, desenvolvidos noutras afiliadas da Philip Morris para exibição e estudo de outros problemas encontrados) e no âmbito do programa MANCO, regozijo-me agora, por assinalar alguns dos progressos introduzidos nos novos equipamentos destes fabricantes que contribuíram para o controlo e minimização do ruído nas fontes, como sendo o único meio fiável e eficiente para a redução do ruído ambiental.

Estas melhorias já se encontram implementadas nos novos equipamentos adquiridos pela Tabaqueira SA, (em data posterior à realização deste trabalho), tais como:

- Redimensionamento dos servomecanismos suportados em movimentos alternativos para possibilitar a sua transformação em movimentos de rotação.
- Aplicação de accionamentos de transmissão directa, de comando digital, (motores passo-a-passo) em substituição dos tradicionais motores universais de rotor bobinado, com transmissão por engrenagens, correias dentadas, ou sincronizadores magnéticos, conseguindo-se maior precisão de movimentos, menor consumo de energia e menor ruído de operação.
- Introdução alargada de sistemas de controlo remoto através da instalação de sensores e de câmaras de inspecção no interior das máquinas, para permitir o afastamento do operador da máquina e realizar o seu controlo de funcionamento através de plataformas de visualização e operação externas, (HMI's).
- Adicionalmente, estes sistemas também introduziram melhorias significativas no controlo de gestão destas unidades produtivas, através da avaliação dos desperdícios por contagem, e assim substituindo a avaliação por peso, como é realizada nos equipamentos mais antigos ainda em serviço.

- Estas evoluções verificadas nos sistemas de controlo, permitiram por em prática uma solução radical para este problema, que consistiu no enclausuramento global das máquinas constituintes do conjunto, numa canópia de insonorização que reduz efectivamente a transmissão de ruído para o exterior, privilegiando a posição do operador fora da proximidade das fontes de ruído.
- A abertura da canópia para executar qualquer intervenção quer no aspecto de operação como de manutenção, ficou condicionada à paragem e imobilização prévia do equipamento por motivos de segurança.
- Aliás, esta solução foi pensada em primeiro lugar, como a mais adequada à resolução deste problema tendo-se todavia verificado impraticável o seu desenvolvimento, pela falta de sistemas de controlo que permitissem a condução desatendida.

Como trabalho futuro, agora que a redução de ruído nas fontes está confinado ao mínimo possível, é altura de procurar soluções para a redução de ruído no meio, bem como, o controlo do ruído no receptor (operador) embora este segundo aspecto já tenha sido abordado com a utilização de tampões auriculares ou de auriculares do tipo concha, como solução imediata, quando foi detectado o problema.

Assim, para melhorar as “performances” dos equipamentos mais antigos, no aspecto da propagação de ruído ambiental, indicamos as seguintes acções a desenvolver:

1) Sempre que seja justificada a transferência de local de um conjunto de máquinas de fabrico de cigarros existente, (por motivo de racionalização de espaços para instalação dos novos conjuntos) impõe-se o tratamento do local de instalação do conjunto, através da preparação do pavimento que consistirá na execução de um “caixão” em betão, isolado internamente por material absorvedor de vibrações.

Dentro desta caixa será construída uma placa de betão, para apoio das máquinas que formam o conjunto, ficando fisicamente isoladas da estrutura do edifício, o que anulará a transmissão e a propagação de vibrações decorrentes do funcionamento das máquinas.

Esta metodologia terá a vantagem, para além da redução da transmissão ao solo das vibrações, de eliminar o risco de acidentes relativamente ao obstáculo a transpor pelos operadores na sua movimentação em serviço, constituído pelos painéis ensaiados neste trabalho, bem como, a possibilidade de limpeza da área sem quaisquer condicionamentos, tal como hoje acontece.

Este procedimento será posto em prática, tanto para o caso da recolocação de equipamentos existentes, onde deverá ser acompanhado com particular atenção, como também na instalação de novos equipamentos.

2) Estudar a possibilidade de aplicação de condutas revestidas por material absorvente de ruído em todos os locais de exaustão de ar produzido pelos ventiladores internos das máquinas destinados à produção de depressão (baixo vácuo) nos tambores de transporte de cigarros cortados, da MAX.

3) A redução de ruído ambiente através da instalação de painéis ou cilindros de material absorvente merece agora ser encarado com mais atenção, sendo prioritário a realização de um estudo luminotécnico que mantenha o actual nível de Iluminancia no local, com as armaduras instaladas a um nível inferior, suspensas do tecto, de modo a permitir a instalação dos painéis entre estas e o tecto.

Para que esta solução seja possível impõe-se também a realização de um estudo acústico que defina a forma e dimensões dos painéis, considerando que o comprimento máximo disponível entre o tecto e as armaduras de iluminação não deverá ultrapassar 0,8 m.

4) Estudar a construção e implantação de barreiras acústicas para resguardo temporário do operador, durante o tempo em que a máquina trabalha sem interrupções e que não necessita da sua intervenção. Esta medida conduzirá à redução da dose diária de ruído recebida pelo operador, o que constitui um factor apreciável do ponto de vista da qualificação do posto de trabalho.

5) Recomenda-se ainda a vigilância do estado das coberturas insonorizadoras instaladas no âmbito deste projecto, nomeadamente no âmbito das juntas e dos fechos de isolamento dos volumes, já que a sua utilização e manipulação diária conduzirá inevitavelmente à sua degradação e redução de eficiência do seu índice de protecção.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] – AirLoc; **INSTALAÇÃO DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS – O Problema das Vibrações**; Catálogo Técnico; Lisboa; Setembro 1998
- [2] – Bies, David A. and Hansen, Colin H.; **ENGINEERING NOISE CONTROL – Theory and Practice**; London; Academic Division of Unwin Hyman Ltd; 1988
- [3] – Brüel & Kjaer; **SOUND INTENSITY MESUREMENT**, booklet
- [4] – Cyril, M. Harris; **MANUAL DE MEDIDAS ACÚSTICAS Y CONTROL DEL RUIDO**; Madrid; McGraw-Hill/Interamericana de Espanha S.A; Outubro de 1995
- [5] – Fernandes, João Cândido; **ACUSTICA E RUIDOS**; UNESP, Campus de Bauru; Faculdade de Engenharia; s.i; s.n; s.d.
- [6] – G.D – Societá per Azioni; Bologna; **X2 + 4350/PACK B Technical Handbook** and Spare Parts Lists.
- [7] – Hall, Donald E.; **BASIC ACOUSTICS**; New York; John Wiley & Sons, Inc.
- [8] – Hauni; Maschinenbau AG; Herburg; **PROTOS + MAX80 + VE + SE Technical Handbook** and Spare Parts Lists.
- [9] – Rodrigues, José; **LEGISLAÇÃO SOBRE O RUÍDO**; Imprensa Portuguesa, Porto, Rei dos Livros; Julho 2001; (Dec. Lei. Nº 72/92 de 28 de Abril), paginas: 79 a 82 e (Dec. Reg. Nº 9/92 de 28 de Abril), paginas: 83 a 119
- [10] – UNL/FCT – DCM/SME; **ACÚSTICA (MIMIC)**; Apontamentos das aulas da cadeira de Vibrações Mecânicas ministradas pelo professor: Paulo Inácio